

COLEÇÃO **DESAFIOS** DAS **ENGENHARIAS:**

ENGENHARIA MECÂNICA



HENRIQUE AJUZ HOLZMANN
JOÃO DALLAMUTA
(ORGANIZADORES)

Atena
Editora
Ano 2021

COLEÇÃO
DESAFIOS
DAS
ENGENHARIAS:

ENGENHARIA MECÂNICA



HENRIQUE AJUZ HOLZMANN
JOÃO DALLAMUTA
(ORGANIZADORES)

Atena
Editora
Ano 2021

Editora chefe

Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira

Assistentes editoriais

Natalia Oliveira

Flávia Roberta Barão

Bibliotecária

Janaina Ramos

Projeto gráfico

Natália Sandrini de Azevedo

Camila Alves de Cremo

Luiza Alves Batista

Maria Alice Pinheiro

Imagens da capa

iStock

Edição de arte

Luiza Alves Batista

Revisão

Os autores

2021 by Atena Editora

Copyright © Atena Editora

Copyright do Texto © 2021 Os autores

Copyright da Edição © 2021 Atena Editora

Direitos para esta edição cedidos à Atena Editora pelos autores.

Open access publication by Atena Editora



Todo o conteúdo deste livro está licenciado sob uma Licença de Atribuição *Creative Commons*. Atribuição-Não-Comercial-NãoDerivativos 4.0 Internacional (CC BY-NC-ND 4.0).

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores, inclusive não representam necessariamente a posição oficial da Atena Editora. Permitido o *download* da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

Todos os manuscritos foram previamente submetidos à avaliação cega pelos pares, membros do Conselho Editorial desta Editora, tendo sido aprovados para a publicação com base em critérios de neutralidade e imparcialidade acadêmica.

A Atena Editora é comprometida em garantir a integridade editorial em todas as etapas do processo de publicação, evitando plágio, dados ou resultados fraudulentos e impedindo que interesses financeiros comprometam os padrões éticos da publicação. Situações suspeitas de má conduta científica serão investigadas sob o mais alto padrão de rigor acadêmico e ético.

Conselho Editorial**Ciências Humanas e Sociais Aplicadas**

Prof. Dr. Alexandre Jose Schumacher – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Paraná

Prof. Dr. Américo Junior Nunes da Silva – Universidade do Estado da Bahia

Profª Drª Andréa Cristina Marques de Araújo – Universidade Fernando Pessoa

Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof. Dr. Antonio Gasparetto Júnior – Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais

Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília

Prof. Dr. Arnaldo Oliveira Souza Júnior – Universidade Federal do Piauí
 Prof. Dr. Carlos Antonio de Souza Moraes – Universidade Federal Fluminense
 Prof. Dr. Crisóstomo Lima do Nascimento – Universidade Federal Fluminense
 Prof^a Dr^a Cristina Gaio – Universidade de Lisboa
 Prof. Dr. Daniel Richard Sant'Ana – Universidade de Brasília
 Prof. Dr. Deyvison de Lima Oliveira – Universidade Federal de Rondônia
 Prof^a Dr^a Dilma Antunes Silva – Universidade Federal de São Paulo
 Prof. Dr. Edvaldo Antunes de Farias – Universidade Estácio de Sá
 Prof. Dr. Elson Ferreira Costa – Universidade do Estado do Pará
 Prof. Dr. Eloi Martins Senhora – Universidade Federal de Roraima
 Prof. Dr. Gustavo Henrique Cepolini Ferreira – Universidade Estadual de Montes Claros
 Prof. Dr. Humberto Costa – Universidade Federal do Paraná
 Prof^a Dr^a Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionale delle Figlie de Maria Ausiliatrice
 Prof. Dr. Jadson Correia de Oliveira – Universidade Católica do Salvador
 Prof. Dr. José Luis Montesillo-Cedillo – Universidad Autónoma del Estado de México
 Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
 Prof^a Dr^a Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
 Prof. Dr. Luis Ricardo Fernandes da Costa – Universidade Estadual de Montes Claros
 Prof^a Dr^a Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
 Prof. Dr. Marcelo Pereira da Silva – Pontifícia Universidade Católica de Campinas
 Prof^a Dr^a Maria Luzia da Silva Santana – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
 Prof. Dr. Miguel Rodrigues Netto – Universidade do Estado de Mato Grosso
 Prof. Dr. Pablo Ricardo de Lima Falcão – Universidade de Pernambuco
 Prof^a Dr^a Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
 Prof^a Dr^a Rita de Cássia da Silva Oliveira – Universidade Estadual de Ponta Grossa
 Prof. Dr. Rui Maia Diamantino – Universidade Salvador
 Prof. Dr. Saulo Cerqueira de Aguiar Soares – Universidade Federal do Piauí
 Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
 Prof^a Dr^a Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
 Prof^a Dr^a Vanessa Ribeiro Simon Cavalcanti – Universidade Católica do Salvador
 Prof. Dr. William Cleber Domingues Silva – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
 Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Ciências Agrárias e Multidisciplinar

Prof. Dr. Alexandre Igor Azevedo Pereira – Instituto Federal Goiano
 Prof. Dr. Arinaldo Pereira da Silva – Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará
 Prof. Dr. Antonio Pasqualetto – Pontifícia Universidade Católica de Goiás
 Prof^a Dr^a Carla Cristina Bauermann Brasil – Universidade Federal de Santa Maria
 Prof. Dr. Cleberton Correia Santos – Universidade Federal da Grande Dourados
 Prof^a Dr^a Diocléa Almeida Seabra Silva – Universidade Federal Rural da Amazônia
 Prof. Dr. Écio Souza Diniz – Universidade Federal de Viçosa
 Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
 Prof. Dr. Fágner Cavalcante Patrocínio dos Santos – Universidade Federal do Ceará
 Prof^a Dr^a Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
 Prof. Dr. Jael Soares Batista – Universidade Federal Rural do Semi-Árido
 Prof. Dr. Jayme Augusto Peres – Universidade Estadual do Centro-Oeste
 Prof. Dr. Júlio César Ribeiro – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
 Prof^a Dr^a Lina Raquel Santos Araújo – Universidade Estadual do Ceará
 Prof. Dr. Pedro Manuel Villa – Universidade Federal de Viçosa
 Prof^a Dr^a Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
 Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
 Prof^a Dr^a Talita de Santos Matos – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro

Prof. Dr. Tiago da Silva Teófilo – Universidade Federal Rural do Semi-Árido
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas

Ciências Biológicas e da Saúde

Prof. Dr. André Ribeiro da Silva – Universidade de Brasília
Profª Drª Anelise Levay Murari – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Benedito Rodrigues da Silva Neto – Universidade Federal de Goiás
Profª Drª Daniela Reis Joaquim de Freitas – Universidade Federal do Piauí
Profª Drª Débora Luana Ribeiro Pessoa – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Douglas Siqueira de Almeida Chaves – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Prof. Dr. Edson da Silva – Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri
Profª Drª Elizabeth Cordeiro Fernandes – Faculdade Integrada Medicina
Profª Drª Eleuza Rodrigues Machado – Faculdade Anhanguera de Brasília
Profª Drª Elane Schwinden Prudêncio – Universidade Federal de Santa Catarina
Profª Drª Eysler Gonçalves Maia Brasil – Universidade da Integração Internacional da Lusofonia Afro-Brasileira
Prof. Dr. Ferlando Lima Santos – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Fernanda Miguel de Andrade – Universidade Federal de Pernambuco
Prof. Dr. Fernando Mendes – Instituto Politécnico de Coimbra – Escola Superior de Saúde de Coimbra
Profª Drª Gabriela Vieira do Amaral – Universidade de Vassouras
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Helio Franklin Rodrigues de Almeida – Universidade Federal de Rondônia
Profª Drª Iara Lúcia Tescarollo – Universidade São Francisco
Prof. Dr. Igor Luiz Vieira de Lima Santos – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. Jefferson Thiago Souza – Universidade Estadual do Ceará
Prof. Dr. Jesus Rodrigues Lemos – Universidade Federal do Piauí
Prof. Dr. Jônatas de França Barros – Universidade Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. José Max Barbosa de Oliveira Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof. Dr. Luís Paulo Souza e Souza – Universidade Federal do Amazonas
Profª Drª Magnólia de Araújo Campos – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. Marcus Fernando da Silva Praxedes – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Maria Tatiane Gonçalves Sá – Universidade do Estado do Pará
Profª Drª Mylena Andréa Oliveira Torres – Universidade Ceuma
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Paulo Inada – Universidade Estadual de Maringá
Prof. Dr. Rafael Henrique Silva – Hospital Universitário da Universidade Federal da Grande Dourados
Profª Drª Regiane Luz Carvalho – Centro Universitário das Faculdades Associadas de Ensino
Profª Drª Renata Mendes de Freitas – Universidade Federal de Juiz de Fora
Profª Drª Vanessa da Fontoura Custódio Monteiro – Universidade do Vale do Sapucaí
Profª Drª Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Welma Emidio da Silva – Universidade Federal Rural de Pernambuco

Ciências Exatas e da Terra e Engenharias

Prof. Dr. Adélio Alcino Sampaio Castro Machado – Universidade do Porto
Profª Drª Ana Grasielle Dionísio Corrêa – Universidade Presbiteriana Mackenzie
Prof. Dr. Carlos Eduardo Sanches de Andrade – Universidade Federal de Goiás
Profª Drª Carmen Lúcia Voigt – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Cleiseano Emanuel da Silva Paniagua – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás
Prof. Dr. Douglas Gonçalves da Silva – Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Profª Drª Érica de Melo Azevedo – Instituto Federal do Rio de Janeiro

Prof. Dr. Fabrício Menezes Ramos – Instituto Federal do Pará
 Profª Dra. Jéssica Verger Nardeli – Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho
 Prof. Dr. Juliano Carlo Rufino de Freitas – Universidade Federal de Campina Grande
 Profª Drª Luciana do Nascimento Mendes – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte
 Prof. Dr. Marcelo Marques – Universidade Estadual de Maringá
 Prof. Dr. Marco Aurélio Kistemann Junior – Universidade Federal de Juiz de Fora
 Profª Drª Neiva Maria de Almeida – Universidade Federal da Paraíba
 Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
 Profª Drª Priscila Tessmer Scaglioni – Universidade Federal de Pelotas
 Prof. Dr. Sidney Gonçalves de Lima – Universidade Federal do Piauí
 Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista

Linguística, Letras e Artes

Profª Drª Adriana Demite Stephani – Universidade Federal do Tocantins
 Profª Drª Angeli Rose do Nascimento – Universidade Federal do Estado do Rio de Janeiro
 Profª Drª Carolina Fernandes da Silva Mandaji – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
 Profª Drª Denise Rocha – Universidade Federal do Ceará
 Profª Drª Edna Alencar da Silva Rivera – Instituto Federal de São Paulo
 Profª Drª Fernanda Tonelli – Instituto Federal de São Paulo,
 Prof. Dr. Fabiano Tadeu Grazioli – Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões
 Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
 Profª Drª Keyla Christina Almeida Portela – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Paraná
 Profª Drª Miranilde Oliveira Neves – Instituto de Educação, Ciência e Tecnologia do Pará
 Profª Drª Sandra Regina Gardacho Pietrobon – Universidade Estadual do Centro-Oeste
 Profª Drª Sheila Marta Carregosa Rocha – Universidade do Estado da Bahia

Diagramação: Maria Alice Pinheiro
Correção: Mariane Aparecida Freitas
Revisão: Os autores
Organizadores: Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)	
C691	<p>Coleção desafios das engenharias: engenharia mecânica / Organizadores Henrique Ajuz Holzmann, João Dallamuta. – Ponta Grossa - PR: Atena, 2021.</p> <p>Formato: PDF Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader Modo de acesso: World Wide Web Inclui bibliografia ISBN 978-65-5983-259-0 DOI: https://doi.org/10.22533/at.ed.590212107</p> <p>1. Engenharia mecânica. I. Holzmann, Henrique Ajuz (Organizador). II. Dallamuta, João (Organizador). III. Título. CDD 621</p>
Elaborado por Bibliotecária Janaina Ramos – CRB-8/9166	

Atena Editora
Ponta Grossa – Paraná – Brasil
Telefone: +55 (42) 3323-5493
www.atenaeditora.com.br
contato@atenaeditora.com.br

DECLARAÇÃO DOS AUTORES

Os autores desta obra: 1. Atestam não possuir qualquer interesse comercial que constitua um conflito de interesses em relação ao artigo científico publicado; 2. Declaram que participaram ativamente da construção dos respectivos manuscritos, preferencialmente na: a) Concepção do estudo, e/ou aquisição de dados, e/ou análise e interpretação de dados; b) Elaboração do artigo ou revisão com vistas a tornar o material intelectualmente relevante; c) Aprovação final do manuscrito para submissão.; 3. Certificam que os artigos científicos publicados estão completamente isentos de dados e/ou resultados fraudulentos; 4. Confirmam a citação e a referência correta de todos os dados e de interpretações de dados de outras pesquisas; 5. Reconhecem terem informado todas as fontes de financiamento recebidas para a consecução da pesquisa; 6. Autorizam a edição da obra, que incluem os registros de ficha catalográfica, ISBN, DOI e demais indexadores, projeto visual e criação de capa, diagramação de miolo, assim como lançamento e divulgação da mesma conforme critérios da Atena Editora.

DECLARAÇÃO DA EDITORA

A Atena Editora declara, para os devidos fins de direito, que: 1. A presente publicação constitui apenas transferência temporária dos direitos autorais, direito sobre a publicação, inclusive não constitui responsabilidade solidária na criação dos manuscritos publicados, nos termos previstos na Lei sobre direitos autorais (Lei 9610/98), no art. 184 do Código penal e no art. 927 do Código Civil; 2. Autoriza e incentiva os autores a assinarem contratos com repositórios institucionais, com fins exclusivos de divulgação da obra, desde que com o devido reconhecimento de autoria e edição e sem qualquer finalidade comercial; 3. Todos os e-book são *open access*, desta forma não os comercializa em seu site, sites parceiros, plataformas de *e-commerce*, ou qualquer outro meio virtual ou físico, portanto, está isenta de repasses de direitos autorais aos autores; 4. Todos os membros do conselho editorial são doutores e vinculados a instituições de ensino superior públicas, conforme recomendação da CAPES para obtenção do Qualis livro; 5. Não cede, comercializa ou autoriza a utilização dos nomes e e-mails dos autores, bem como nenhum outro dado dos mesmos, para qualquer finalidade que não o escopo da divulgação desta obra.

APRESENTAÇÃO

A Engenharia Mecânica pode ser definida como o ramo da engenharia que aplica os princípios de física e ciência dos materiais para a concepção, análise, fabricação e manutenção de sistemas mecânicos. O aumento no interesse por essa área se dá principalmente pela escassez de matérias primas, a necessidade de novos materiais que possuam melhores características físicas e químicas e a necessidade de reaproveitamento dos resíduos em geral. Além disso a busca pela otimização no desenvolvimento de projetos, leva cada vez mais a simulação de processos, buscando uma redução de custos e de tempo.

Neste livro são apresentados trabalho teóricos e práticos, relacionados a área de mecânica, materiais e automação, dando um panorama dos assuntos em pesquisa atualmente. A caracterização dos materiais é de extrema importância, visto que afeta diretamente aos projetos e sua execução dentro de premissas técnicas e econômicas. Pode-se ainda estabelecer que estas características levam a alterações quase que imediatas no projeto, sendo uma modificação constante na busca por melhores respostas e resultados.

De abordagem objetiva, a obra se mostra de grande relevância para graduandos, alunos de pós-graduação, docentes e profissionais, apresentando temáticas e metodologias diversificadas, em situações reais. Sendo hoje que utilizar dos conhecimentos científicos de uma maneira eficaz e eficiente é um dos desafios dos novos engenheiros.

Boa leitura

Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1..... 1

MODELAGEM DE UM MANIPULADOR PARALELO 3RRR PARA INCLUSÃO DE ELOS FLEXÍVEIS

André Vecchione Segura

Fernanda Thaís Colombo

Maíra Martins da Silva

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121071>


CAPÍTULO 2..... 9

MODELAGEM NUMÉRICA DE SUSPENSÃO DE ¼ DE VEÍCULO

Lucas Alves Torres

Lucas Messias Cunha de Araújo

João Gabriel Paulino de Souza

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121072>

CAPÍTULO 3..... 20

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DA SUSPENSÃO DE UM CAMINHÃO COM RESTRIÇÃO DE CONFIABILIDADE

José Gilberto Picoral Filho

Ewerton Grotti

Herbert Martins Gomes

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121073>

CAPÍTULO 4..... 38

ANÁLISE DE FADIGA PARA OS AÇOS ABNT 1045 E ABNT 4140 PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Brenda Martins Fernandes

Reny Angela Renzetti


 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121074>

CAPÍTULO 5..... 48

ANÁLISE PARAMÉTRICA DAS FREQUÊNCIAS DOMINANTES DE UM VIOLÃO ACÚSTICO

Marco Túlio Santana Alves

Felipe Iglesias

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121075>

CAPÍTULO 6..... 56

VORTEX-INDUCED VIBRATIONS MODEL WITH 2 DEGREES OF FREEDOM OF RIGID CYLINDERS NEAR A FIXED WALL BASED ON WAKE OSCILLATOR

Rafael Fehér

Juan Pablo Julca Avila

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121076>

CAPÍTULO 7.....67

AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE UM COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO ECCÊNTRICO

Mavd de Paula Ribeiro Teles

Kamal Abdel Radi Ismail

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121077>

CAPÍTULO 8.....79

RADIÔMETRO SOLAR DE BAIXO CUSTO USANDO A PLATAFORMA ABERTA ARDUINO

Elson Avallone

Cristiano Pansanato

Átila Negretti Faro

Dionísio Igor Alves da Silva

Jhonatas Wendel da Silva

Guilherme Biazzi Gonçalves

Mário César Ito

Rafael Paiva Garcia

Paulo César Mioralli

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121078>


CAPÍTULO 9.....92

TURBULENT FORCED CONVECTION IN THE THERMAL ENTRANCE OF RECTANGULAR DUCTS: ANALYSIS FOR DIFFERENT MODELS OF VELOCITY DISTRIBUTION AND MOMENTUM EDDY DIFFUSIVITY

Dhiego Luiz de Andrade Veloso

Carlos Antônio Cabral dos Santos

Fábio Araújo de Lima


 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121079>

CAPÍTULO 10.....109

SELEÇÕES DE SUBSTITUIÇÃO EM UM ALGORITMO GENÉTICO DE CODIFICAÇÃO REAL APLICADO À OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO DE DUPLO ESTÁGIO

Guilherme de Paula Prado

Renan Manozzo Galante

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210710>

CAPÍTULO 11.....124

DINÂMICA LINEAR PLANA DE UM TUBO ENGASTADO TRANSPORTANDO FLUIDO COM UMA MASSA ANEXADA NA EXTREMIDADE LIVRE

Milton Aparicio de Oliveira


 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210711>

CAPÍTULO 12..... 138

SENSOR CAPACITIVO PARA DETECÇÃO DE FRAÇÃO DE VAZIO EM ESCOAMENTO BIFÁSICO ÁGUA-AR

Anderson Giacomeli Fortes

Jeferson Diehl de Oliveira

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210712>

CAPÍTULO 13..... 150

STUDY OF STATIC AND DYNAMIC LEVELS OF UNDERGROUND AQUIFER WELLS TO MAINTAIN THEIR BALANCE LEVEL IN THE PROVINCE OF ICA - 2014

Primitivo Bacilio Hernández Hernández

Omar Michael Hernández García


Aníbal Bacilio Hernández García

Jessenia Leonor Loayza Gutiérrez

Walter Merma Cruz

Marcos Luís Quispe Pérez

Edward Paul Sueros Ticona

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210713>

CAPÍTULO 14..... 164

SISTEMAS COMPUTACIONAIS INTELIGENTES E CONTROLE AVANÇADO COM ÊNFASE EM MAPAS COGNITIVOS FUZZY EM SISTEMAS DINÂMICOS APLICADOS EM DIFERENTES ÁREAS, COM ÊNFASE EM ROBÓTICA

Márcio Mendonça

Marina Souza Gazotto

Marina Sandrini

Marta Rúbia Pereira dos Santos


Rodrigo Henrique Cunha Palácios

Fábio Rodrigo Milanez

Lillyane Rodrigues Cintra

Francisco de Assis Scannavino Junior

Wagner Fontes Godoy

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210714>

CAPÍTULO 15..... 181

ROBÔ AUTÔNOMO PARA ESTACIONAMENTO

Lucas Netto Luzente de Almeida

Graziele Barreto da Costa Almeida

Heitor Gomes de Souza Batista

Armando Carlos de Pina Filho

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210715>

CAPÍTULO 16..... 193

PROTOTIPAGEM RÁPIDA 3D APLICADA AO ÂMBITO UNIVERSITÁRIO

Vitória de Oliveira Mattos

Lucas Ruzzon de Jesus Ortega

Rafael Issao Fukai

Milena de Sousa Ferreira
João Pedro Monterani Laguna
Marcelo Sampaio Martins


 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210716>

CAPÍTULO 17..... 199

**UMA SOLUÇÃO ANALÍTICA PARA EFEITOS MECÂNICOS EM TUMORES SÓLIDOS
AVASCULARIZADOS**

Francisco Jose Vargas da Silva

Fernando Pereira Duda

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210717>

SOBRE OS ORGANIZADORES 206

ÍNDICE REMISSIVO..... 207

MODELAGEM DE UM MANIPULADOR PARALELO 3RRR PARA INCLUSÃO DE ELOS FLEXÍVEIS

Data de aceite: 01/07/2021

André Vecchione Segura

Dinâmica e Mecatrônica

Fernanda Thaís Colombo

Dinâmica e Mecatrônica

Maíra Martins da Silva

Dinâmica e Mecatrônica

RESUMO: Em busca do aumento do desempenho dinâmico de manipuladores robóticos, modelos multicorpos do sistema podem ser uma importante ferramenta durante o projeto de um protótipo por permitir a análise teórica da influência de alguns parâmetros na dinâmica do sistema. Neste trabalho, é apresentado um modelo em elementos finitos de um manipulador paralelo 3RRR, no qual a espessura dos elos é variada em uma tentativa de reduzir a massa do sistema. Foi feita uma comparação entre a posição do end-effector durante uma trajetória e a energia cinética do sistema ao longo do tempo para quatro diferentes espessuras dos braços do manipulador. O modelo com braços mais finos teve um posicionamento e gasto energético ao longo do tempo diferentes do que o modelo com braços mais espessos, confirmando a importância do estudo da flexibilidade para manipuladores robóticos com alto desempenho dinâmico.

PALAVRAS - CHAVE: Manipulador flexível, manipulador paralelo, modelo multicorpos.

ABSTRACT: In search of increasing the dynamic performance of robotic manipulators, multibody models of the system can be an important tool during the design of a prototype, allowing the theoretical analysis of the influence of some parameters in the dynamics of the system. In this work, a finite element model of a 3RRR parallel manipulator, in which the thickness of the links is varied in an attempt to reduce the mass of the system. A comparison was made between the position of the end-effector during a trajectory and the kinetic energy of the system over time for four different thicknesses of the manipulator's arms. The model with thinner arms had a different positioning and energy expenditure over time than the model with thicker arms, confirming the importance of studying flexibility for robotic manipulators with high dynamic performance.

KEYWORDS: Flexible manipulator, parallel manipulator, multibody model.

1 | INTRODUÇÃO

A melhoria do desempenho dinâmico de manipuladores robóticos vêm sendo muito estudada nos últimos anos, como exemplificado em "Fontes e Silva (2016)" e "Colombo et al. (2019)". Cada vez mais deseja-se o aumento da sua velocidade de operação enquanto mantém-se uma boa precisão do posicionamento de seu *end-effector* durante a realização de tarefas, como *pick-and-place*. Porém, para tais tarefas de alta velocidade, é possível que a deformação elástica de alguns componentes do manipulador seja responsável por uma vibração indesejada e

afete seu desempenho, como discutido por "Kermanian et al. (2019)" e "Zheng et al. (2019)". Além disso, durante o projeto de um manipulador, a diminuição da inércia do sistema permite que velocidades maiores sejam alcançadas, mas ao mesmo tempo, aumenta-se a influência da flexibilidade dos braços e juntas na execução das tarefas.

Para o manipulador paralelo de alta velocidade Delta, que possui braços bem leves em comparação com a sua carga, o autor "Kuo (2016)" avalia a diferença entre a pose da sua plataforma móvel para modelos nos quais os braços são considerados rígidos ou flexíveis. Em "Zarafshan e Moosavian (2011)", um manipulador espacial formado por painéis solares conectados a um braço robótico utilizou um controle de impedância para melhorar o seu desempenho e atenuar a vibração, considerando que os seus painéis e juntas são flexíveis. Os autores "Lismode et al. (2016)" mostram em uma simulação que um sinal de *feedforward* baseado no modelo dinâmico inverso de um manipulador flexível pode ser uma boa estratégia para controlar a vibração de um robô serial. Já os estudos feitos por "Zhang (2018)" e "Garcia- Perez et al. (2019)" foram capazes de reduzir a vibração de um braço robótico flexível com um único elo. A partir do controle Proporcional-Derivativo em "Zhang (2018)", relacionado aos sinais de deformação e velocidade desse elo, foi obtido um sistema livre de vibração e robusto a distúrbios. Em "Garcia-Perez et al. (2019)", houve um aumento ativo do amortecimento do modo de vibrar de interesse através do controle "*positive position feedback*".

Um modelo multicorpos de um manipulador permite não só a análise teórica da dinâmica do sistema mas também a avaliação do desempenho de alguns parâmetros de projeto. Em "Sun et al. (2016)", a massa de um manipulador flexível é reduzida até um valor ótimo enquanto a tensão máxima sobre os braços é mantida constante. Dessa forma, nesse trabalho é proposto um modelo multicorpos em elementos finitos do manipulador paralelo e planar 3RRR. Foi feita uma análise do efeito da redução da espessura dos braços desse manipulador, permitindo que esse sistema apresente uma menor massa e seja mais flexível. A posição do *end-effector* e a energia cinética do sistema foram obtidas para uma trajetória ao longo de 1s, comparando-se as respostas dos modelos com braços de espessura igual a 30, 15, 3 e 1mm.

2 | MÉTODOS

Como pode ser visto na Fig. (1), o manipulador estudado neste projeto apresenta 3 cadeias cinemáticas com 3 juntas de rotação cada, nas quais apenas a primeira junta é atuada por um motor. A geometria do manipulador 3RRR foi construída no software *SolidWorks* e então importada para o ambiente do *COMSOL* através da ferramenta *LiveLink*, que permite sincronizar modificações na geometria entre as duas plataformas.

No ambiente do *COMSOL*, a ferramenta *Remove Details* foi usada para eliminar detalhes da montagem, como faces, arestas e vértices, permitindo a construção de uma

malha mais eficiente e um tempo de simulação menor. Para a elaboração

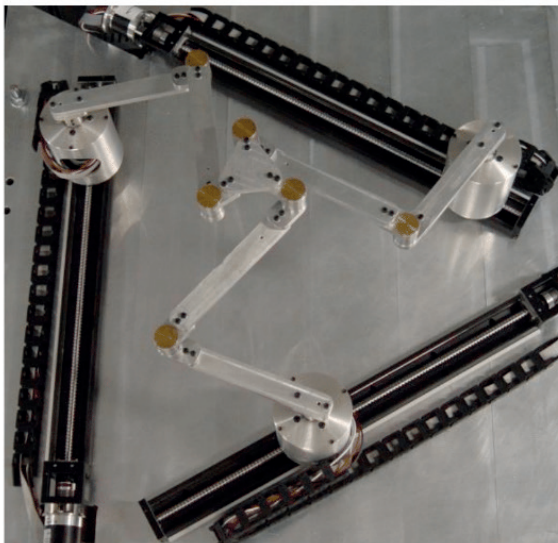


Figura1. Manipulador paralelo 3RRR.

de juntas, utilizou-se o *Multibody Dynamics Module* para definir os *Attachments* necessários, que, quando conectados a domínios flexíveis, podem ser rígidos ou flexíveis. A formulação rígida define os elementos selecionados como conectados por um corpo rígido em comum, o que causa a concentração local de tensão e rigidez adicional, nem sempre desejada, enquanto a formulação flexível permite deformação e aplica as restrições de corpo rígido como uma média. As juntas de revolução passiva são definidas como *Hinge joints*, que permitem rotação em um único eixo. As juntas ativas, conectadas aos motores, são definidas como *Rigid Connectors*, que permitem a prescrição de velocidades angulares para controle da rotação no eixo desejado e restrição da translação e rotação nos demais eixos. Já as *Fixed Joints* não permitem translação ou rotação em nenhum eixo e são utilizadas para a união dos elos e elementos das juntas. Não é necessário definir um material em específico, como este módulo utiliza apenas a densidade, o módulo de Young e o coeficiente de Poisson, basta fornecer valores para estas variáveis.

A escolha do estudo e a configuração do *Solver* dependem dos resultados desejados, da definição da física do modelo e das propriedades do material, entre outros fatores. Neste trabalho adotou-se um estudo no tempo, com duração de 1 segundo, utilizando o *Multifrontal Massively Parallel Sparse direct Solver* (MUMPS) para resolver o sistema linearizado. A Fig. (2) abaixo ilustra o modelo do manipulador no ambiente do *COMSOL*.

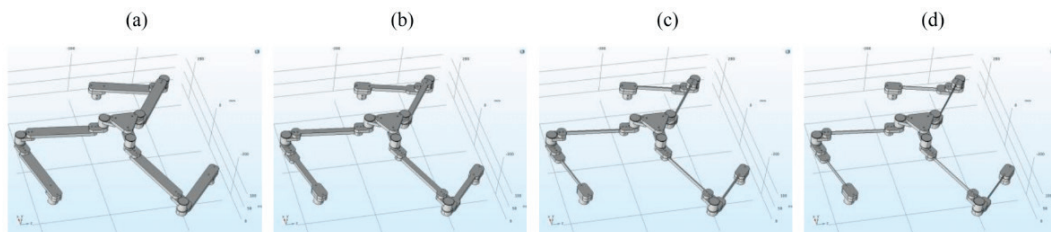


Figura 2. Modelo construído no *COMSOL* do manipulador 3RPR:(a) elos de 30mm; (b) elos de 15mm;(c) elos de 3mm; (d) elos de 1mm.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÕES

As posições iniciais e finais dos modelos podem ser observadas na Fig. (3), na qual é perceptível uma diferença considerável na posição final do *end-effector* entre os modelos. A escala de cor se refere ao deslocamento do corpo em relação a sua posição inicial, representada pelo perfil em preto.

Para observar melhor a variação entre as posições final e inicial desse sistema, foi escolhido um ponto fixo na superfície do *end-effector*. A Fig. (4) apresenta a trajetória desse ponto nas coordenadas x e z ao longo do tempo, considerando que o percurso parte do canto inferior esquerdo do gráfico e se desloca até o superior direito. O modelo com elos de 15mm

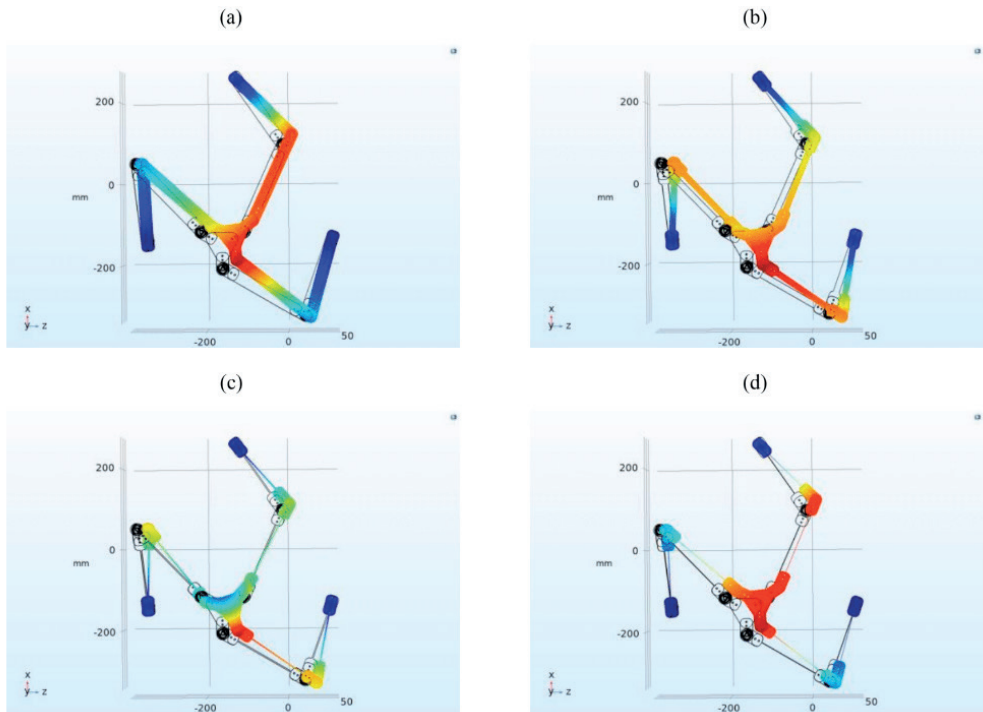


Figura 3. Posições dos modelos ao longo do tempo: (a) elos de 30mm ; (b) elos de 15mm ; (c) elos de 3mm ; (d) elos de 1mm .

percorre uma trajetória semelhante ao modelo mais espesso e apresenta uma redução de 17% da massa total do sistema. Existe um grande desvio e oscilação dos modelos com elos mais finos que também apresentam maior deformação, como visto na Fig (5), que mostra a deformação dos elos dos modelos em um mesmo instante de tempo. Os modelos com elos mais espessos não apresentam deformação em nenhum instante e os modelos com menor espessura possuem deformações semelhantes e em instantes diferentes. Nota-se que ao final do estudo o manipulador ainda se encontra em movimento com velocidade constante, não sendo possível observar a oscilação dos braços.

Outra métrica interessante para comparação do desempenho dinâmico é a energia do sistema, apresentada na Fig. (6), que exibe a energia cinética total do sistema ao longo do tempo. A energia cinética total do sistema diminui junto com a espessura dos elos, com exceção do modelo com elo de 1mm , que apresenta a maior energia cinética. Esse aumento pode ser proveniente da vibração elevada do manipulador e das velocidades atingidas, mas uma maior investigação deve ser realizada para determinar a razão exata. Esses resultados já eram esperados, considerando-se a redução da massa do sistema entre os diferentes modelos.

4 | CONCLUSÃO

Neste trabalho, um modelo multicorpos do manipulador paralelo 3RRR foi obtido a partir dos programas *SolidWorks* e *COMSOL*, permitindo a simulação da dinâmica através da análise de elementos finitos. Foi avaliada a influência da flexibilidade de um manipulador robótico na sua resposta dinâmica, em termos de posicionamento e energia cinética para realizar uma trajetória em seu espaço de trabalho. Para diferentes espessuras dos braços do manipulador, houve uma considerável variação na resposta do sistema.

O modelo multicorpos do manipulador em estudo ainda encontra-se em fase de validação experimental, logo, os resultados encontrados ainda não representam exatamente o comportamento real do sistema. Porém, esse modelo permite fazer comparações e investigar possíveis alterações na geometria, assim como de outros parâmetros do manipulador, de maneira rápida e automática. Com base nos resultados obtidos foi possível elaborar elos com espessuras menores, de 10 e 5 mm, que ainda satisfazem as exigências de projeto, como deflexão máxima na extremidade do *end effector* e faixa de valor da primeira frequência natural.

Diversas medidas podem ser tomadas no futuro para aumentar a exatidão do modelo, como a inclusão de atritos e

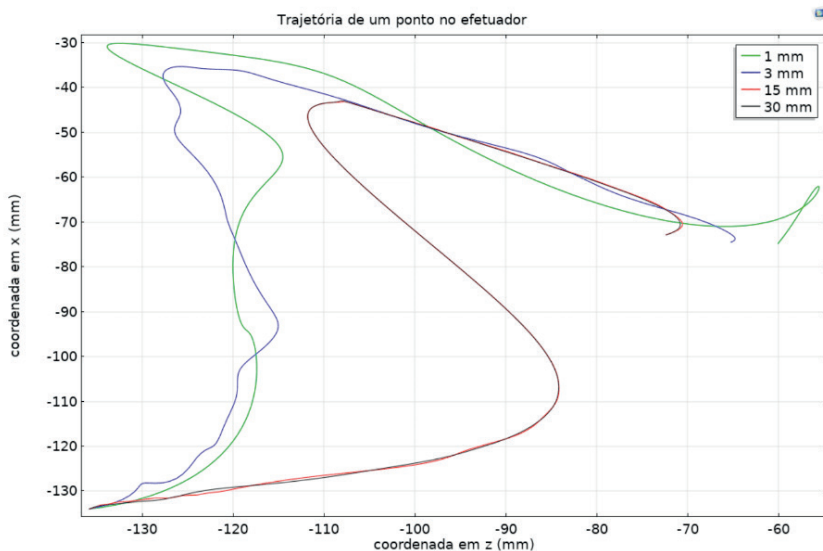


Figura 4. Trajetória de um ponto do *end effector* nos eixos x e z ao longo do tempo.

tolerâncias de deslocamento das juntas para replicar folgas da montagem, a configuração do *solver* e o refinamento da malha, a escolha de uma trajetória e estudos físicos que melhor exponham o impacto das alterações realizadas.

AGRADECIMENTOS

Esse projeto de pesquisa é financiado por CNPq 405569/2016-5, FAPESP 2014/01809-0, 2018/21336-0 e 2019/02057-6

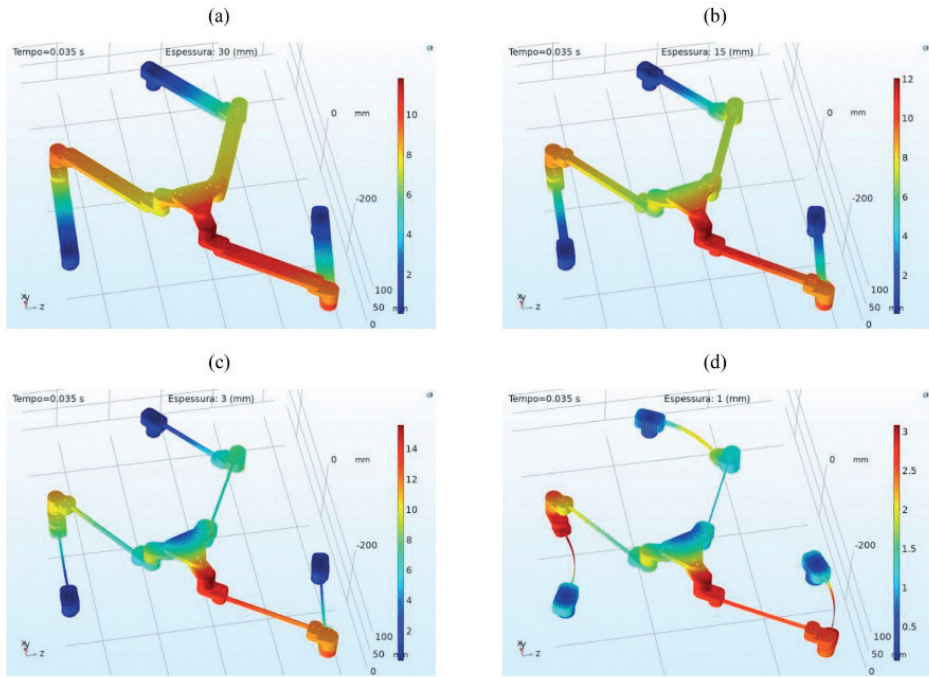


Figura 5. Posições dos modelos ao longo do tempo: (a) elos de 30mm; (b) elos de 15mm; (c) elos de 3mm; (d) elos de 1mm.

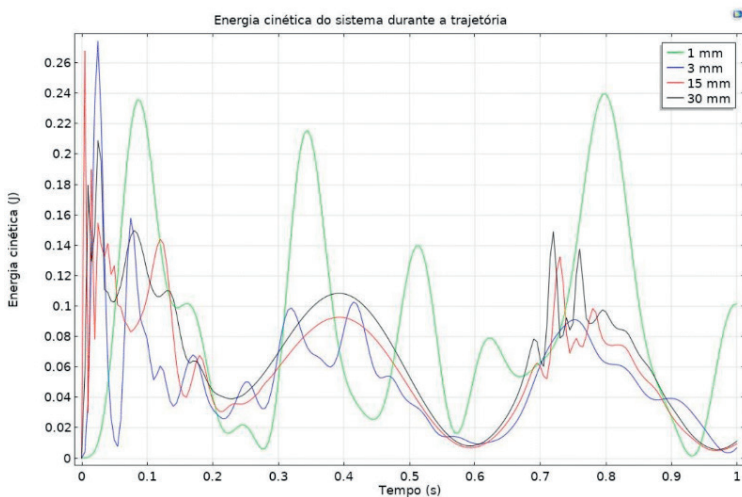


Figura 6. Energia cinética do sistema ao longo do tempo.

RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.

REFERÊNCIAS

COLOMBO, F.T.; DE CARVALHO FONTES, J.V.; DA SILVA, M.M. A Visual Servoing Strategy Under Limited Frame Rates for Planar Parallel Kinematic Machines. **Journal of Intelligent & Robotic Systems**, pp.1-13, 2019.

FONTES, J.V.; DA SILVA, M.M. On the dynamic performance of parallel kinematic manipulators with actuation and kinematic redundancies. **Mechanism and Machine Theory**, 103, pp.148-166, 2016.

GARCIA-PEREZ, O.A.; SILVA-NAVARRO, G.; PEZA-SOLIS, J.F. Flexible-link robots with combined trajectory tracking and vibration control. **Applied Mathematical Modelling**, 70, pp.285-298, 2019.

KERMANIAN, A.; KAMALI, A.; TAGHVAEIPOUR, A. Dynamic analysis of flexible parallel robots via enhanced co-rotational and rigid finite element formulations. **Mechanism and Machine Theory**, 139, pp.144-173, 2019.

KUO, Y.L. Mathematical modeling and analysis of the Delta robot with flexible links. **Computers & Mathematics with Applications**, 71(10), pp.1973-1989, 2016.

LISMONDE, A.; BRÜLS, O.; SONNEVILLE, V. Solving the inverse dynamics of a flexible 3D robot for a trajectory tracking task. In **2016 21st International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)** (pp. 194-199). IEEE, 2016.

SUN, J.; TIAN, Q.; HU, H. Structural optimization of flexible components in a flexible multibody system modeled via ANCF. **Mechanism and Machine Theory**, 104, pp.59-80, 2016.

ZARAFSHAN, P.; MOOSAVIAN, S.A.A. Control of a space robot with flexible members. In **2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation** (pp. 2211-2216). IEEE, 2011.

ZHANG, W. Vibration avoidance method for flexible robotic arm manipulation. **Journal of the Franklin Institute**, 355(9), pp.3968-3989, 2018.

ZHENG, K.; HU, Y.; YU, W. A novel parallel recursive dynamics modeling method for robot with flexible bar-groups. **Applied Mathematical Modelling**, 2019.

MODELAGEM NUMÉRICA DE SUSPENSÃO DE $\frac{1}{4}$ DE VEÍCULO

Data de aceite: 01/07/2021

Data da submissão: 05/05/2021

Lucas Alves Torres

Universidade de Brasília - FGA.

Brasília – DF

<http://lattes.cnpq.br/1718029094275223>

Lucas Messias Cunha de Araújo

Universidade de Brasília - FGA.

Brasília – DF

<http://lattes.cnpq.br/5372606273101919>

João Gabriel Paulino de Souza

Universidade de Brasília - FGA.

Brasília – DF

<http://lattes.cnpq.br/7829226619790415>

RESUMO: Os estudos em dinâmica vertical de suspensão são normalmente desenvolvidos a partir do modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com dois graus de liberdade, um para a massa suspensa e outro para a não suspensa. A partir desta metodologia, o estudo propõe um novo grau de liberdade com a inclusão do motor, que corresponde uma das principais fontes de vibração do veículo, e, portanto, é incluso o efeito dos coxins. O principal objetivo do estudo com três graus de liberdade é levantar as funções de transferência no domínio da frequência para avaliar os efeitos combinados de motor e pista na massa suspensa, onde as frequências são dirigidas aos passageiros e ainda comparar efeitos de coxins convencionais e hidráulicos.

PALAVRAS - CHAVE: Frequência. Suspensão.

Função de transferência. Graus de liberdade. Coxim.

NUMERICAL MODELING OF $\frac{1}{4}$ VEHICLE SUSPENSION

ABSTRACT: The studies of vertical suspension dynamics are normally developed from de $\frac{1}{4}$ of vehicle model with two degrees of freedom, one for sprung mass and one of unsprung mass. From this methodology, the study proposes a new degree of freedom with the inclusion of the engine, which corresponds to one of the main sources of vibration of the vehicle, and, therefore, the effect of engine mounts is included. The main objective of the three-degrees of freedom study is to get the transfer functions in the frequency domain to assess the combined effects of the engine and the road on the sprung mass, where frequencies are directed to passengers and compare effects of conventional and hydraulic engine mounts.

KEYWORDS: Frequency. Suspension. Transfer function. Degrees of freedom. Engine mounts.

1 | INTRODUÇÃO

O sistema de suspensão dos veículos é responsável para manutenção do conforto em condições variadas de pista. A dissipação de vibrações providas de diversas fontes pode ser equacionada através de modelos operacionais como o de $\frac{1}{4}$ de veículo.

Com o avanço das tecnologias de fabricação e a concepção de novos materiais, os fabricantes de automóveis buscam usar

materiais mais leves no design dos veículos visando reduzir o consumo energético. Essa redução de massa combinada com a elevada potência dos novos motores dá origem a estruturas mais vulneráveis à propagação de vibrações, principalmente aquelas provenientes da pista (BELGACEM, 2009).

O modelo é amplamente usado por pesquisadores por ser de baixa complexidade. Como visto na Fig. 1, o modelo consiste em dois conjuntos massa-mola-amortecedor, massa suspensa, é considerada apenas um quarto da massa acima da suspensão, e a massa não suspensa, considera aquilo que está abaixo da suspensão (KANJANAVAPASTIT, 2013).

O modelo é limitado ao estudo do comportamento dinâmico apenas na direção vertical. Ainda assim, utilizando das equações aqui citadas é possível avaliar vibrações produzidas na massa suspensa como resultado de solicitações aplicadas pelo perfil de pista, por irregularidades no conjunto roda-pneu ou por forças aplicadas diretamente a massa suspensa (GILLESPIE, 1992).

O equacionamento agregado de um modelo de motor com suas frequências de excitação normalmente é avaliado a parte deste conjunto.

2 | METODOLOGIA

O modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo introduz uma simplificação da suspensão eficiente e ágil para o estudo de dinâmica vertical, principalmente na obtenção de respostas a vibração e ruídos. O controle dessas respostas em função do tempo e sob condições variadas de pista é um grande desafio para a engenharia atual, neste quesito, a identificação de parâmetros e sinais para o processamento é necessária e possui diversas formas de ser abordada (KANJANAVAPASTIT, 2013).

Considera-se que a excitação, tanto de pista quanto de motor, seja harmônica e que o sistema dinâmico se comporte linearmente. A representação da excitação harmônica será feita na forma não complexa a fim de excluir da análise a parcela negativa da integração e as variáveis complexas. Desta maneira, para o tratamento das funções, torna-se interessante o equacionamento do domínio do tempo para o da frequência do sistema dinâmico com o uso da transformada de Laplace.

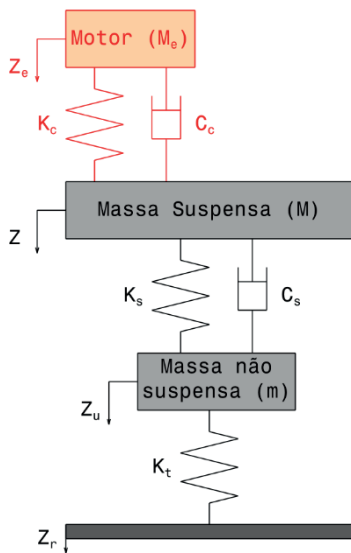


Figura 1. Esquemático do modelo de 1/4 de veículo.

Em primeiro momento, uma das formas mais simples de modelo de suspensão normalmente utilizadas para estudos conceituais é modelo com dois graus de liberdade que compreende uma massa suspensa, caracterizada pelos componentes acima da suspensão como chassi, carroceria, banco e passageiro, e uma massa não suspensa, caracterizada pelos componentes da suspensão como rodas, pneus, bandejas e amortecedores (HAPPIAN-SMITH, 2002).

Como implementação, esse estudo incluirá um grau de liberdade correspondente ao motor do veículo suspenso por coxins com rigidez e amortecimento especificados. O esquemático geral pode ser observado na Fig. 1 e se tem M como massa suspensa, m como massa não suspensa, M_e como massa do motor, K_t como rigidez do pneu, K_s como rigidez da mola da suspensão, K_c como rigidez do coxim do motor, C_s como o coeficiente de amortecimento do amortecedor da suspensão e C_c como o coeficiente de amortecimento do coxim do motor. As grandezas Z_r , Z_u , Z e Z_e são os respectivos deslocamentos da pista, da massa não suspensa, da massa suspensa e do motor. A formulação da força resultante nos elementos de massa ocorre conforme as Eq. (1), Eq. (2) e Eq. (3).

$$\sum F_u = m \cdot \frac{d^2 Z_u(t)}{dt^2} \quad (1)$$

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2 Z(t)}{dt^2} \quad (2)$$

$$\sum F_e = m \cdot \frac{d^2 Z_e(t)}{dt^2} \quad (3)$$

Com o balanceamento das forças geradas pelos componentes de conexão entre as massas, o desenvolvimento completo que inclui a rigidez e o amortecimento dos componentes pode ser vista nas Eq. (4), Eq. (5) e Eq. (6), com estas no domínio do tempo.

$$0 = m \cdot \ddot{Z}_u + K_t(Z_u - Z_r) + K_s(Z_u - Z) + C_s(\dot{Z}_u - \dot{Z}) \quad (4)$$

$$0 = M \cdot \ddot{Z} + K_s(Z - Z_u) + C_s(\dot{Z} - \dot{Z}_u) + K_c(Z - Z_e) + C_c(\dot{Z} - \dot{Z}_e) \quad (5)$$

$$0 = M_e \cdot \ddot{Z}_e + K_c(Z_e - Z) + C_c(\dot{Z}_e - \dot{Z}) \quad (6)$$

A partir do equacionamento especificado, é desenvolvido a resposta em frequência através da transformada de Laplace e manipulação da equação, tal que o sinal de entrada corresponderá ao denominador e o sinal de saída ao numerador da função de transferência desejada como mostrado nas Eq. (7), Eq. (8) e Eq. (9).

$$\frac{Z(s)}{Z_r(s)} \quad (7)$$

$$\frac{Z(s)}{Z_e(s)} \quad (8)$$

$$\frac{Z_e(s)}{Z_r(s)} \quad (9)$$

3 | CARACTERÍSTICAS DO VEÍCULO E DA PISTA

As condições iniciais são consideradas nulas em primeira instância. Logo, as funções de transferência são preenchidas com os dados do veículo apresentado na Tab. 1, correspondente a valores comuns de veículo de passeio convencional com duas opções de coxins para o suporte do motor.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Massa do motor	M_e	100	kg
Rigidez do coxim	K_c	350	N/mm
Amortecimento coxim convencional	C_c	1	Ns/mm
Amortecimento coxim hidráulico		5	Ns/mm
Massa suspensa de ¼ de veículo	M	435	kg
Rigidez da mola	K_s	20	N/mm
Amortecimento do amortecedor	C_s	2	Ns/mm
Massa não suspensa de ¼ de veículo	m	40	kg
Rigidez do pneu	K_t	180	N/mm

Tabela 1. Valores de entrada para o modelo matemático referentes a característica do veículo.

Para a amplitude dos sinais de pista e motor será adotada uma variação de 200 milímetros de curso de trabalho da suspensão e um deslocamento do motor isolado de 20 milímetros em vibração.

Os coxins convencionais são comumente feitos em borracha vulcanizada o que compreende uma determinada rigidez ao componente e condiciona o amortecimento apenas à dissipação que a borracha é capaz de realizar. Os coxins hidráulicos por sua vez, além da construção em borracha vulcanizada, possuem câmaras cheias com óleo e interligadas por orifícios de modo que, ao ser comprimida, a borracha transfere o fluido de uma câmara para outra, o que causa, devido a velocidade do escoamento, a retenção do movimento e por consequência o amortecimento. Por terem construções parecidas, considera-se a rigidez dos coxins como equivalentes.

4 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados interessados partem do preenchimento das funções de transferência com os dados do veículo mencionados anteriormente. Assim, é realizado através de funções pré-estabelecidas no *software MatLab* as formulações completas das funções de transferência, tanto para o coxim convencional quanto para o hidráulico.

As funções são diretamente relacionadas as entradas e saídas dos sinais. Para a excitação da pista, as Eq. (10) e Eq. (11) fornecem a resposta do sinal no motor e as Eq. (12) e Eq. (13) fornecem a resposta do sinal na massa suspensa, enquanto para a excitação do motor, as Eq. (14) e Eq. (15) fornecem a resposta do sinal na massa suspensa. Nos três casos são apresentados os resultados para o coxim convencional e para o coxim hidráulico.

$$\frac{3.6 \cdot 10^8 s + 3.6 \cdot 10^9}{1.74 \cdot 10^4 s^4 + 1.15 \cdot 10^6 s^3 + 1.118 \cdot 10^8 s^2 + 2.06 \cdot 10^9 s + 7.36 \cdot 10^{10}} \quad (11)$$

$$\frac{3.6 \cdot 10^{11} s^2 + 1.26 \cdot 10^{14} + 1.26 \cdot 10^{15}}{1.74 \cdot 10^6 s^6 + 1.164 \cdot 10^8 s^5 + 1.742 \cdot 10^{10} s^4 + 5.463 \cdot 10^{11} s^3 + 3.845 \cdot 10^{13} s^2 + 1.332 \cdot 10^{14} s + 1.26 \cdot 10^{15}} \quad (12)$$

$$\frac{1.8 \cdot 10^{12} s^2 + 1.26 \cdot 10^{14} s + 1.26 \cdot 10^{15}}{1.74 \cdot 10^6 s^6 + 2.02 \cdot 10^8 s^5 + 2.202 \cdot 10^8 s^4 + 2.202 \cdot 10^{10} s^4 + 9.775 \cdot 10^{11} s^3 + 3.989 \cdot 10^{13} s^2 + 1.332 \cdot 10^{14} s + 1.26 \cdot 10^{15}} \quad (13)$$

$$\frac{2 \cdot 10^5 \cdot s^3 + 2.4 \cdot 10^7 s^2 + 1.7 \cdot 10^9 + 7 \cdot 10^{10}}{1.7 \cdot 10^4 s^4 + 1.15 \cdot 10^6 s^3 + 1.118 \cdot 10^8 s^2 + 2.06 \cdot 10^9 s + 7.36 \cdot 10^{10}} \quad (14)$$

$$\frac{2 \cdot 10^5 \cdot s^3 + 2.4 \cdot 10^7 s^2 + 1.7 \cdot 10^9 + 7 \cdot 10^{10}}{1.7 \cdot 10^4 s^4 + 1.15 \cdot 10^6 s^3 + 1.118 \cdot 10^8 s^2 + 2.06 \cdot 10^9 s + 7.36 \cdot 10^{10}} \quad (15)$$

Nota-se que as funções obtidas possuem graus elevados de polinômios, característica essencial que define o formato da função com a variação da frequência.

4.1 Diagrama de Bode

A partir das funções de transferência podem ser gerados gráficos de Bode. Estes permitem representar as funções com a variação da entrada no espectro da frequência para visualizar a fase e a magnitude do sinal. A fase, em graus, está relacionada ao ganho fasorial que o sinal sofre enquanto a intensidade, em decibéis, se refere a intensidade ou potência relativa do sinal.

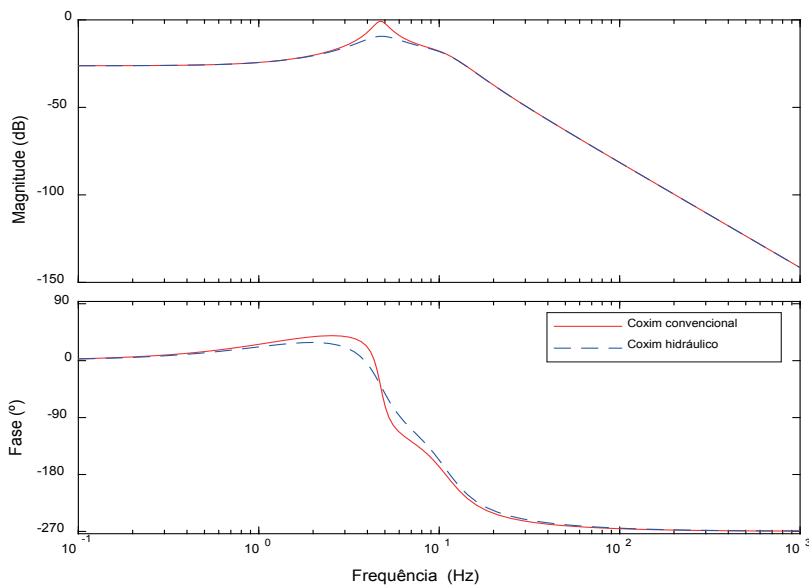


Figura 2. Diagrama de Bode da função de transferência da pista para a massa suspensa com coxim convencional e com coxim hidráulico.

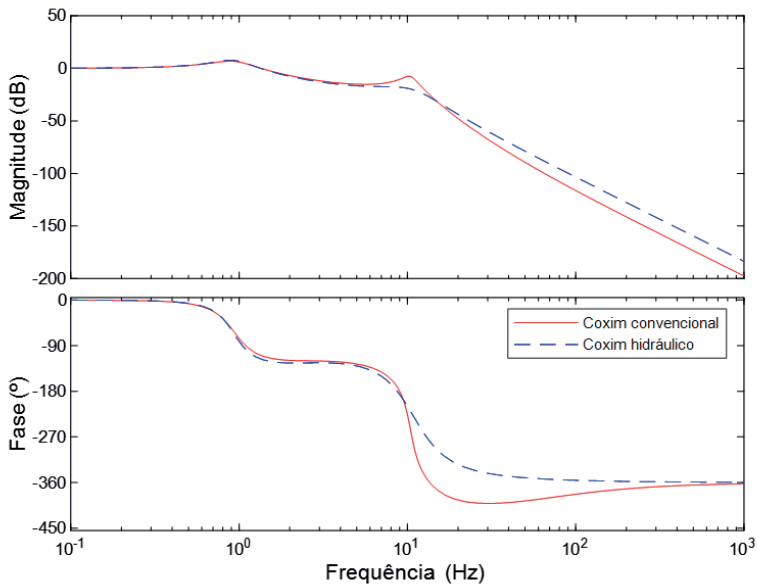


Figura 3. Diagrama de Bode da função de transferência da pista para o motor com coxim convencional e com coxim hidráulico.

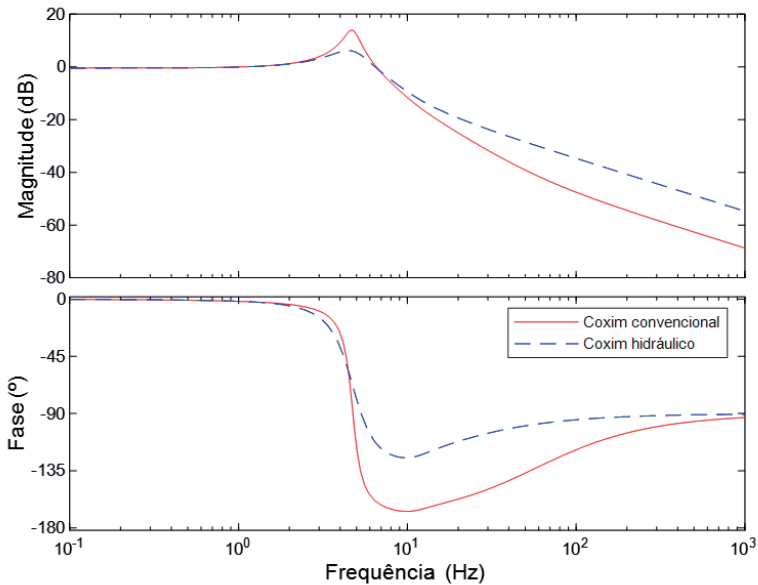


Figura 4. Diagrama de Bode da função de transferência do motor para a massa suspensa com coxim convencional e com coxim hidráulico.

Os diagramas representados nas Fig. 2, Fig. 3 e Fig. 4 possuem formatos semelhantes, iniciam com fases e magnitudes estabilizadas até uma frequência na qual

a magnitude aumenta e ocorre uma defasagem e, então, a fase volta à estabilidade e a magnitude decresce.

Os picos formados nos gráficos identificam as frequências naturais dos sistemas, quando a amplitude se torna significativamente maior que zero, a transferência de vibrações pode ser amplificada durante a exposição a esta frequência, assim, intensifica a magnitude e provoca deformações permanentes no sistema, fenômeno conhecido por ressonância.

É importante notar o comportamento do coxim hidráulico na suavização das curvas que formam os picos de magnitude nos diagramas com relação ao coxim convencional, esta característica permite que o coxim hidráulico sofra deformações menos incisivas durante a exposição do sistema a alguma frequência natural.

4.2 Resposta À Frequência

Através do esquemático simplificado no *Simulink*, apresentado na Fig. 5, é possível implementar os sinais de excitação de pista e motor e observar as respostas das funções de transferência que influenciam no comportamento vibracional da massa suspensa.

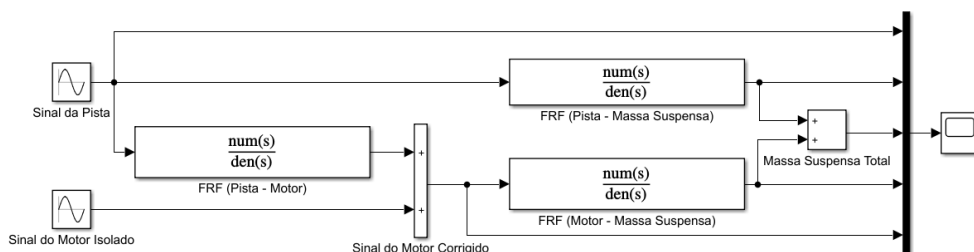


Figura 5. Modelo montado no software *Simulink* para a obtenção do diagrama de Bode.

Conforme as amplitudes de sinais mencionadas nas características do veículo e da pista, é proposta a utilização de valores de frequências comumente solicitada em veículos, com 7 Hz para excitação de pista e 28 Hz para excitação de motor. A Fig. 6 apresenta as frequências de excitação aplicadas assim como a correção do sinal que provém da transferência de vibração da pista para o motor montado com coxim convencional ou hidráulico.

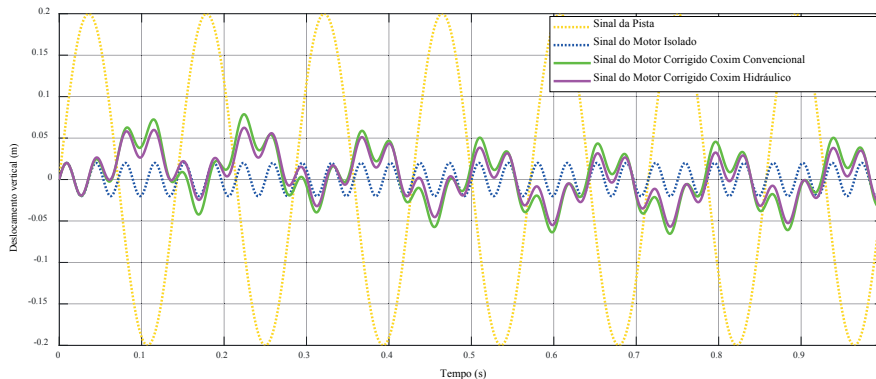


Figura 6. Sinais de pista a 7 Hz e de motor a 28 Hz e a correção do sinal do motor influenciado pela pista com coxim convencional e hidráulico.

Nota-se que as respostas a vibração da pista para o motor com coxim convencional possuem maior amplitude do que com coxim hidráulico, o que demonstra a melhor dissipação de vibrações no uso de coxim hidráulico. Por outro lado, a Fig. 7 apresenta o comportamento das funções que transferem as vibrações do motor e da pista para a massa suspensa assim como sua vibração resultante. É importante notar que os sinais resultantes da pista e do motor para massa suspensa se apresentam aproximadamente em fases opostas, o que traduz o sinal de resposta final como uma diferença entre estes.

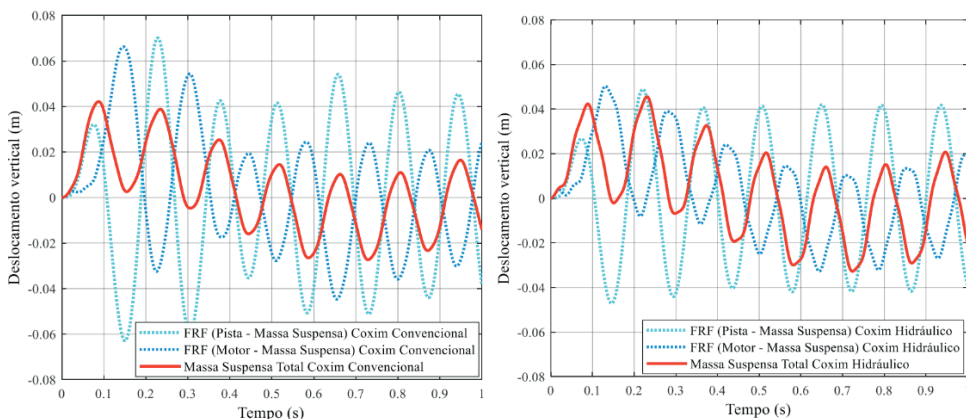


Figura 7. Resposta das funções de transferência de excitação do motor e da pista para a massa suspensa com coxim convencional e hidráulico.

Enfim, ao comparar os sinais de resposta da massa suspensa (Fig. 8), verifica-se que os limites máximos e mínimo da amplitude do deslocamento em módulo da resposta com coxim convencional é menor do que da resposta com coxim hidráulico. As circunstâncias da simulação, portanto, preveem o melhor comportamento do coxim convencional para

dissipação de vibrações.

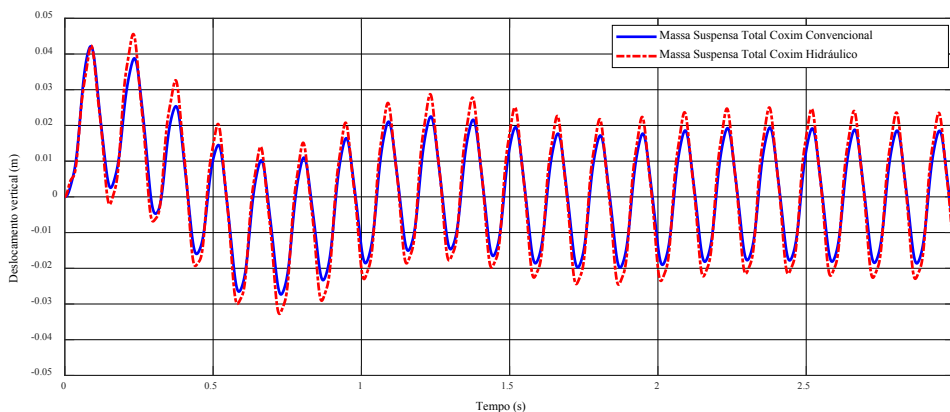


Figura 8. Comparativo entre as respostas dos do coxim convencional e do coxim hidráulico.

5 | CONCLUSÃO

A abordagem proposta a respeito do modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo, com a introdução do terceiro grau de liberdade, favoreceu o entendimento a respeito das frequências naturais transmitidas aos ocupantes, por meio da carroceria. Algo importante a ser considerado em um mercado onde cada vez mais se procura conforto e segurança.

A análise representa um avanço no desenvolvimento de teorias que orientem o estudo de vibrações de estruturas automotivas. No entanto, a complexidade das funções de transferência trouxe um grande desafio, por causa da quantidade de variáveis a serem manipuladas.

Ademais, os resultados obtidos com a variação dos tipos de suporte do motor entre coxins convencionais e hidráulicos se mostraram diferentes. A diferença observada nas respostas aos sinais de excitação da pista e do motor demonstram o quão aprofundados podem ser os estudos a respeito da concepção desses suportes. Os coxins ativos por exemplo, aplicados em veículos de categorias mais luxuosas, são capazes de variar suas características conforme os regimes de funcionamento para obter melhores respostas diante dos sinais oriundos do motor.

Como possíveis trabalhos futuros, pode-se apontar a implementação dos coxins ativos no terceiro grau de liberdade aplicado ao modelo $\frac{1}{4}$ de veículo e o estudo das funções que regem a variação das suas características na busca pelo melhor comportamento possível.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao professor André Murilo (Engenheiro mecânico) da Universidade de Brasília Campus Gama e o Vinicius Leal (Engenheiro mecânico) pelo incentivo e complementação dos dados desta pesquisa.

RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.

REFERÊNCIAS

BELGACEM, Walid, MASSON, Patrice & BERRY, Alain. **Optimal active vibration control on a car for cancellation of road noise disturbance**. 2009

DIXON, J. C. **Suspension geometry and computation**. John Wiley & Sons, United Kingdom, 2009.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1992.

HAPPIAN-SMITH, J. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Butterworth-Heinemann, 2002.

KANJANAVAPASTIT, A., THITINARUEMIT, A. **Estimation of a Speed Hump Profile Using Quarter Car Model**. Procedia - Social and Behavioral Sciences, 2013.

MAHER, D., Young, P. **Vehicle System Dynamics An insight into linear quarter car model accuracy**. 2011.

NICOLAZZI, L. C., da ROSA, E., LEAL, L. C. M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. GRANTE Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

NOURI, K., LOUSSIFI, H., & BRAIEK, N. B., 2011. **Modelling and Wavelet-Based Identification of 3-DOF Vehicle Suspension System**. Journal of Software Engineering and Applications, 2011.

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DA SUSPENSÃO DE UM CAMINHÃO COM RESTRIÇÃO DE CONFIABILIDADE

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 06/05/2021

José Gilberto Picoral Filho

Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Canoas – Rio Grande do Sul
<http://lattes.cnpq.br/4332164485428439>

Ewerton Grotti

Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Porto Alegre – Rio Grande do Sul
<http://lattes.cnpq.br/0029413260718816>

Herbert Martins Gomes

Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Porto Alegre – Rio Grande do Sul
<http://lattes.cnpq.br/9590878975154230>

RESUMO: Este trabalho busca investigar a aplicação do índice de confiabilidade (β) em uma otimização dos parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão de um caminhão. Para tanto, o algoritmo heurístico PSO (Particle Swarm Optimization) é usado em conjunto com o algoritmo FORM (First Order Reliability Method), que restringe o espaço da função objetivo pelo índice de confiabilidade para o conforto do motorista. Três otimizações distintas foram realizadas para três funções objetivo diferentes. Na primeira otimização, a função objetivo escolhida foi a minimização da aceleração RMS (Root Mean Square) no assento do motorista, e na segunda e terceira otimização as funções objetivo foram a minimização do máximo deslocamento relativo das rodas para

o eixo da suspensão e o máximo deslocamento relativo das suspensões para a carroceria respectivamente. Todas as otimizações tiveram restrição de confiabilidade para o conforto de $\beta \geq 2$. Ao final, a primeira otimização resultou em um conjunto de parâmetros com índice de confiabilidade $\beta_{otm1} = 4,36$, e uma redução da aceleração vertical sob o motorista de 30%. As demais otimizações mantiveram $\beta_{otm2,3} = 2$, indicando restrição ativa nas otimizações. Uma simulação por Monte-Carlo também foi realizada, na qual foi possível evidenciar o comportamento do índice de confiabilidade perante as variáveis de projeto.

PALAVRAS - CHAVE: Otimização baseada em confiabilidade. Suspensão. PSO. Caminhão. Vibração.

PARAMETRIC OPTIMIZATION OF THE SUSPENSION OF A TRUCK WITH RELIABILITY RESTRICTION

ABSTRACT: This work investigates the reliability index (β) application in the optimization of the suspension parameters of a truck. The algorithm PSO (Particle Swarm Optimization) is used to perform the optimization, and the FORM (First Order Reliability Method) serves as constraint, calculating the reliability index for driver comfort. Three optimizations were performed using different objective functions. In the first optimization, the objective function chosen was the RMS (Root Mean Square) acceleration in the driver's seat, and in the second and third optimization, the objective functions were the relative displacement of the wheel to the

suspension axle and the relative displacement of the suspension to the bodywork respectively. All the optimizations have the same reliability constraint for objective function of $\beta \geq 2$. For the first optimization it was obtained a solution with a reliability index $\beta_{otm1} = 4,36$, and a reduction in driver's vertical acceleration of 33%. The other two optimizations maintained $\beta_{otm2,3} = 2$, indicating an active constraint. A Monte-Carlo simulation was also carried out, where it was possible to point the behavior of the reliability index against the design variables.

KEYWORDS: Reliability-based Optimization, Suspension, PSO, Truck, Vibration.

1 | INTRODUÇÃO

Um dos desafios da indústria automobilística é a busca incessante pela redução da vibração nos passageiros e motoristas dos veículos. A vibração gerada pelo motor a combustão e pelas irregularidades da pista sofrem mitigação na suspensão do veículo e no assento, inevitavelmente chegando aos passageiros e motorista de forma reduzida. Dependendo de sua intensidade, frequência e tempo de exposição, esta vibração pode causar inúmeros problemas: aqueles decorrentes do desconforto (como falta de atenção e sonolência, por exemplo) ou dos problemas de saúde (desgaste nas vértebras e ou articulações, entre outros).

Este trabalho busca investigar a aplicação do índice de confiabilidade (β) em uma otimização dos parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão de um caminhão com o objetivo de reduzir as chances de que os limites de exposição e conforto sejam atingidos, assumindo-se uma variabilidade inerente aos parâmetros de massa do problema e certo nível de confiabilidade.

2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Outros autores já exploraram a aplicação do índice de confiabilidade na otimização. Este campo é comumente referido como RBDO (*Reliability-Based Design Optimization*). Grujicic et al., 2009, aplicou o RBDO em uma otimização para aumentar a vida em fadiga de elementos da suspensão de um veículo. O autor usou o programa de elementos finitos ABAQUS, em conjunto com a inserção de variáveis aleatórias provenientes dos métodos de fabricação. A partir disso, pode avaliar o efeito das incertezas induzidas pelo processamento de materiais nas propriedades físicas dos mesmos, assim como os efeitos oriundos da fabricação de componentes sobre as mesmas propriedades.

Um estudo do efeito das incertezas na otimização estrutural foi proposto por Gomes (2010). Para isso elaborou uma comparação entre resultados obtidos através de distintas formulações do problema de otimização estrutural, dentre as quais a otimização baseada na confiabilidade, o que possibilitou ainda avaliar a relação entre economia e segurança.

Pino (2017) realizou um estudo da otimização fundamentada na confiabilidade. O objetivo desse foi minimizar a função de custo (peso) de estruturas treliçadas sujeitas a restrições de segurança mínimas. Para solução do problema de confiabilidade foi utilizado

o método FORM (*First Order Reliability Method*) , com o algoritmo melhorado por Hasofer e Lind.

Outro trabalho relevante na área da RBDO é o apresentado por Alves (2018), onde o objetivo era estudar a otimização baseada na confiabilidade de pórticos de concreto armado. A abordagem utilizada permitiu calcular o grau de confiabilidade, assim como o risco de falha do sistema estrutural de cada elemento isoladamente. A análise foi feita através do cálculo da probabilidade de falha da estrutura mediante a avaliação dos estados limites pelo método FORM, mesmo método apresentado neste trabalho.

O tema de otimização de suspensão veicular e de seus componentes levando em conta as incertezas presentes é vasto e pode ser encontrado em diversos trabalhos como nos de Zhang (2015), Yang (2015), Lee et al., 2017, e Fang et al., 2013, para citar apenas alguns. Entretanto estes artigos não utilizam a abordagem pelo método FORM, e nem as incertezas presentes neste artigo aplicado a caminhões.

3 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Modelo de dinâmica vertical

O modelo do veículo usado neste trabalho é um caminhão baú com três eixos, sendo dois traseiros trativos e o dianteiro não-trativo. Na Figura 1 (a) encontra-se um utilitário comercial com as características de layout do chassi em conformidade com o modelo em estudo, assim como a mesma categoria (baú).

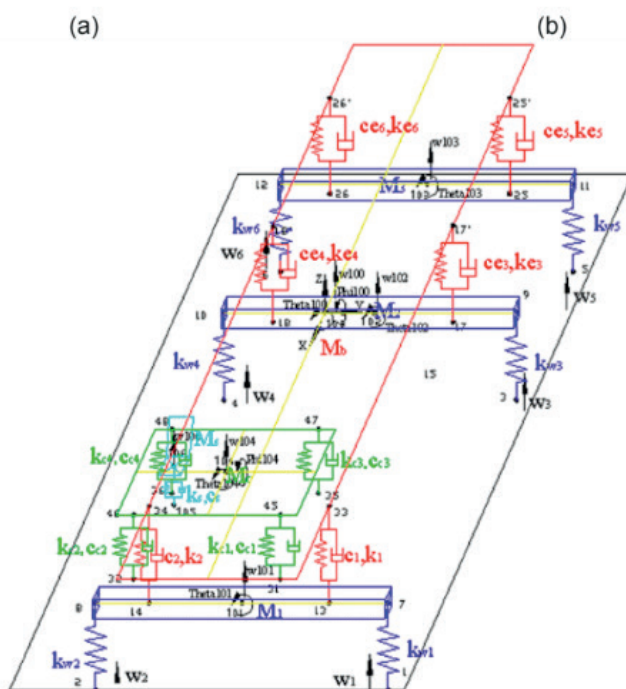


Figura 1. (a) Modelo comercial de caminhão tipo “truck” baú, extraído das Especificações VW Constellation 24.280”,(2006). (b) Modelo simplificado para a suspensão vertical com 19 graus de liberdade.

Este modelo numérico de suspensão utilizado neste trabalho é o mesmo detalhado em Li, (2006). Tal modelo possui 19 graus de liberdade, sendo eles: deslocamento do assento do motorista (w_{106}); deslocamento da cabine (w_{104}); rolagem da cabine (α_{104}); arfagem da cabine (φ_{104}); deslocamento do chassi (w_{100}); rolagem do chassi (α_{100}); arfagem do chassi (φ_{100}); deslocamento do eixo de direção (w_{101}); rolagem do eixo de direção (α_{101}); deslocamento do eixo central (w_{102}); rolagem do eixo central (α_{102}); deslocamento do eixo

traseiro (w_{103}); rolagem do eixo traseiro (α_{103}); deslocamento da roda de direção esquerda posterior (w_1); deslocamento da roda de direção direita posterior (w_2); deslocamento da roda esquerda intermediária (w_3); deslocamento da roda direita intermediária (w_4); deslocamento da roda esquerda traseira (w_5); deslocamento da roda direita traseira (w_6). A Figura 1 ilustra o modelo oscilatório da suspensão do caminhão, indicando as rigidezes e amortecimentos equivalentes. A tabela 1 mostra as propriedades inerciais, as rigidezes, amortecimentos, e algumas dimensões geométricas importantes do modelo numérico. Informações detalhadas sobre a criação do modelo, bem como a dedução das rigidezes e amortecimentos efetivos, e dimensões geométricas do modelo, e referências acerca das variáveis podem ser encontradas em Li, (2006).

Massas [Kg]					
M_s	M_c	M_b	M_1	M_2	M_3
120	500	19000	450	1025	1025
Momentos de Inércia de massa [Kgm ²]					
I_{c_x}	I_{c_y}	I_{b_x}	I_{b_y}	I_{1_x}	I_{2_x}
150	100	7800	7800	280	510
Rigidezes [N/m]					
K_s	$K_{c_1}, K_{c_2}, K_{c_3}, K_{c_4}$	K_1, K_2	K_3, K_4, K_5, K_6	K_{w_1}, K_{w_2}	$K_{w_3}, K_{w_4}, K_{w_5}, K_{w_6}$
$2,00 \times 10^4$	$1,00 \times 10^5$	$1,02 \times 10^5$	$2,09 \times 10^5$	$6,90 \times 10^5$	$1,38 \times 10^6$
Amortecimentos [Ns/m]					
c_s	$C_{c_1}, C_{c_2}, C_{c_3}, C_{c_4}$	C_1, C_2	C_3, C_4, C_5, C_6		
$2,00 \times 10^2$	$7,50 \times 10^2$	7028	14090,78		

Tabela 1. Parâmetros do modelo numérico da suspensão do caminhão, adaptado de Li, B. (2006).

onde: M_s corresponde à massa do banco mais a massa do motorista, M_c à massa da cabine, M_b à massa suspensa (exceto massa da cabine), M_1 à massa não suspensa do eixo dianteiro, M_2 à massa não suspensa do eixo central, M_3 à massa não suspensa do eixo traseiro, I_{c_x} à inércia da cabine em torno do eixo X (rolagem), I_{c_y} à inércia da cabine em torno do eixo Y (arfagem), I_{b_x} à inércia da massa da mola, excluindo a cabine, em torno do eixo X (rolagem), I_{b_y} à inércia da massa suspensa, excluindo a cabine, em torno do eixo Y (arfagem), I_{1_x} à inércia da massa não suspensa do eixo dianteiro (rolagem), I_{2_x} à inércia da massa não suspensa do eixo central (rolagem), I_{3_x} e corresponde à inércia da massa não suspensa do eixo traseiro (rolagem). K_s é a rigidez do assento, $K_{c_1}, K_{c_2}, K_{c_3}, K_{c_4}$ são as rigidezes dos apoios da cabine, K_1, K_2 , as rigidezes da suspensão dianteira esquerda e direita, K_3, K_4, K_5, K_6 as rigidezes das suspensões dos dois eixos traseiros e o índice w se refere à rigidez das rodas. Os valores de amortecimento correspondentes têm a letra C . O modelo numérico da suspensão é resolvido no tempo pelo método de Newmark, similar àquele usado em Mizushima, (2017), para a solução dos deslocamentos e rotações ao longo do tempo de um modelo de suspensão de ônibus. Maiores detalhes sobre o método

podem ser encontrados no trabalho mencionado.

O modelo numérico da suspensão foi validado mediante a comparação entre os resultados e valores obtidos empiricamente através de acelerômetros instalados em um veículo correspondente ao modelo, sendo as condições a que o veículo foi submetido similares à simulada. A instalação e aferição dos dados foram conforme a metodologia indicada na ISO 2361 - 1, 1997. Na Tabela 2 tem-se a comparação entre as acelerações obtidas através da simulação computacional e mediante experimento *in situ*, onde a_1 se refere à aceleração vertical no acento do motorista, a_8 é aceleração vertical no centro do eixo dianteiro, e a_{12} é aceleração vertical no centro do terceiro eixo. As variáveis com *máx* e *mín*, apontam para os valores máximos ou mínimos correspondentes.

Resultados	a_1rms	$a_1máx$	$a_1mín$	a_8rms	$a_8máx$	$a_8mín$	$a_{12}rms$	$a_{12}máx$	$a_{12}mín$
Numéricos	0.481	3.045	-2.477	0.414	1.919	-2.216	0.220	0.584	-1.287
Experimentais	0.332	3.282	-2.300	0.225	2.624	-1.833	0.196	0.566	-1.312

Tabela 2. Resultados obtidos empiricamente e através de simulação computacional utilizando o modelo de estudo.

3.2 Algoritmo de otimização baseado em enxame de partículas (PSO)

Problemas de otimização são comuns na engenharia. Dentre os algoritmos mais usados, duas grandes vertentes se destacam: os algoritmos heurísticos, mais robustos e computacionalmente custosos, e os determinísticos, menos robustos e mais rápidos. Os algoritmos heurísticos tem tomado destaque devido à natureza complexa presente na maior parte dos problemas de otimização de engenharia, uma vez que algoritmos determinísticos possuem dificuldade para lidar com problemas mal comportados.

O algoritmo usado para lidar com o problema foco deste trabalho é o PSO (*Particle Swarm Optimization*), proposto por Kennedy e Eberhart, (1995). O PSO se baseia no comportamento de animais sociais como pássaros e peixes, se apoiando no conceito de aprendizado social. As equações 1 e 2 descrevem a atualização da posição e velocidade das variáveis de projeto ao longo das iterações.

$$v_{i,j}^{k+1} = \chi[\omega v_i^k + \lambda_1 r_1 (xlb_{i,j}^k - x_{i,j}^k) + \lambda_2 r_2 (xgb_{i,j}^k - x_{i,j}^k)] \quad (1)$$

$$x_{i,j}^{k+1} = x_{i,j}^k + v_{i,j}^k \Delta t \quad (2)$$

onde, ω é o momento de inércia, $x_{i,j}^{k+1}$ é o valor na iteração k das variáveis de projeto j da partícula i , $xlb_{i,j}^k$ é o melhor conjunto de variáveis de projeto j encontrada

pela partícula i , $v_{i,j}^k$ é a velocidade atualizada da partícula i , $xbest_j^k$ é o melhor conjunto de variáveis de projeto encontrado por toda a população, r_1 e r_2 são valores aleatórios entre zero e um, λ_1 é o componente cognitivo individual, λ_2 é o componente cognitivo coletivo e Δt é o intervalo de tempo.

Como critério de parada, usou-se as distancias entre dois melhores globais respectivos, aliado a um cálculo baseado no coeficiente de variação das soluções. Quando ambos os critérios são satisfeitos, a convergência é assumida e o algoritmo de otimização finaliza as iterações.

3.3 Vibração de corpo inteiro de acordo com a ISO 2631-1 (1997)

Para classificar a vibração sobre o motorista do caminhão, usou-se a ISO 2631-1, 1997. A tabela 2 aponta os limites para a aceleração ponderada RMS (a_{rms}) sobre o assento do motorista. A equação 3 é usada para calcular a aceleração RMS (a_{rms}) em um intervalo de tempo $t_1 \leq t \leq t_2$.

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} [a(t)]^2 dt} \tag{3}$$

Para avaliar a aceleração para a saúde e para o conforto é indicado a passagem de um filtro sobre o valor da aceleração de forma a ressaltar frequências importantes que possam resultar em ressonância (e portanto dano) no corpo humano, assim como atenuar outras acelerações em frequências que não afetem a parte do corpo correspondente. Para a vibração vertical de pessoa sentada recebendo vibração pelas nádegas, a curva de ponderação W_k é a indicada. A aceleração RMS ponderada correspondente (a_{rms}) é obtida pela soma da multiplicação das acelerações RMS em cada banda de frequência pelos respectivos valores da curva de ponderação indicado na norma, e este deve ser o valor usado para comparativo da Tabela 3.

Conforto (ISO 2361-1, 1997)	
Não desconfortável	$\leq 0,315 \text{ m/s}^2$
Um pouco desconfortável	$0,315 \text{ m/s}^2 \text{ a } 0,63 \text{ m/s}^2$
Levemente desconfortável	$0,5 \text{ m/s}^2 \text{ a } 1 \text{ m/s}^2$
Desconfortável	$0,8 \text{ m/s}^2 \text{ a } 1,6 \text{ m/s}^2$
Muito desconfortável	$1,25 \text{ m/s}^2 \text{ a } 2,5 \text{ m/s}^2$
Extremamente desconfortável	$\geq 2,0 \text{ m/s}^2$

Tabela 3. Limites de aceleração para conforto. Adaptado da norma ISO 2631-1, 1997.

*valores implícitos para uma exposição diária de 8 h usando eq. B.1 da ISO 2631-1, 1997.

3.4 Método FORM (First Order Reliability Method)

O método FORM é usado para calcular a confiabilidade de um determinado sistema a partir de uma função de estado limite. O método aproxima a equação de estado limite à uma função linear. A linearização da equação de estado limite ocorre através de uma expansão em série de Taylor, onde a mesma é limitada aos termos de primeira ordem. A metodologia tem como base o pressuposto de que o ponto de projeto é o ponto sobre o domínio de falha com maior probabilidade de acontecer, assim promover a linearização da equação de estado limite nesse local minimizaria o erro cometido ao se calcular a probabilidade de falha para a equação, conforme Beck (2012) e Ang (2006).

Silva (2010) indica as principais etapas necessárias para implementação do método FORM, para variáveis independentes: Definição da equação de estado limite $g(x) = 0$, da média, e desvios das distribuições que descrevem as variáveis de X ; Definição de um ponto de projeto inicial; Determinação dos parâmetros médias, e desvios padrão equivalentes, no ponto de projeto x para cada variável aleatória X_i que não tenha distribuição normal; Transformação do ponto de projeto inicial para o espaço normalizado; Estimativa do índice de confiabilidade para a equação de estado limite no espaço normal pela distância Euclidiana da origem do sistema até o ponto atual; Cálculo do vetor de cossenos diretores; Determinação do novo ponto de projeto; Transformação do novo ponto de projeto para o espaço original; Repetição do procedimento a partir do item 5 até que o índice de confiabilidade, e x venham a convergir.

3.5 Índice de confiabilidade (β)

O parâmetro utilizado para medir o nível de segurança de um determinado sistema chama-se índice de confiabilidade, denotado por β . Ele está relacionado aproximadamente com a probabilidade de falha do sistema por $P_f = \phi(-\beta)$ e inversamente, $\beta = -\phi^{-1}(P_f)$ com ϕ a função acumulada Normal padrão. Valores elevados de β indicam probabilidade de falha menores, e valores de β mais baixos indicam maior probabilidade de falha. Uma interpretação geométrica pode ser atribuída ao índice de confiabilidade, sendo a mesma a menor distância da origem à equação de estado limite no espaço padronizado. Para isso aplica-se a transformação de Hasofer ao problema de confiabilidade inicial.

3.6 Função de estado limite (FEL)

A confiabilidade permite desenvolver critérios de projeto, avaliando se os riscos de falha são aceitavelmente pequenos. Tem-se assim que o problema *a priori* da confiabilidade é a relação existente entre a resistência R e a solicitação S , sendo que a probabilidade de falha P_f é definida como a probabilidade P da solicitação ser maior ou igual à resistência da estrutura. Além disso, a probabilidade de falha pode ser formulada através da função de estado limite $g(R, S) = R - S$ onde:

$$P_f = P[g(R, S) \leq 0] \quad (4)$$

De maneira geral, a função de estado limite estabelece uma fronteira, a qual separa o domínio de falha daquele que significaria segurança.

3.7 Perfil vertical de pista

A pista escolhida para ser usada na simulação consiste de um perfil liso de 250 metros com uma lombada de dimensões 1,5 m de comprimento e 0,06 m de altura, começando a partir de 20 metros da origem. A figura 3.4 ilustra as dimensões da lombada (extraídas da resolução N°600 de 24 de maio de 2016 para ondulações transversais em trechos urbanos), e a figura 3.5 mostra o perfil da pista para cada uma das seis trilhas dos pneus.

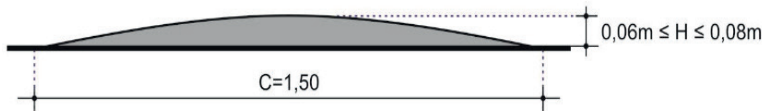
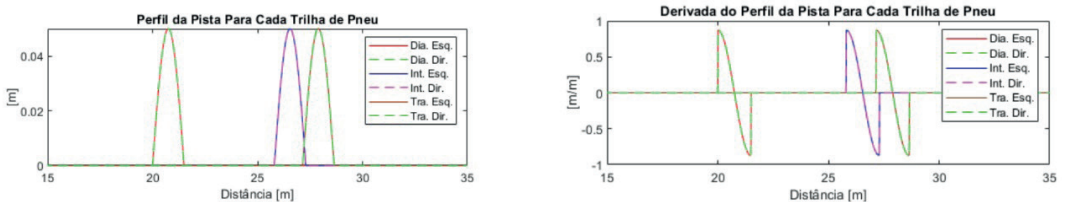


Figura 2. Lombada tipo B, extraída da resolução N°600 de 24 de maio de 2016 para ondulações transversais em trechos urbanos.



(a) (b)

Figura 3. (a) Perfil da pista para cada trilha de pneu com lombada, usada na simulação.

(b) Derivada do perfil de pista cada trilha de pneu.

4 | METODOLOGIA

A fim de reduzir o desconforto sobre o motorista do caminhão, o problema de otimização foi definido como a minimização da aceleração vertical ponderada no motorista do caminhão (a_{wrms}) sujeito à restrição do índice de confiabilidade, $\beta \geq 2$, e restringindo o espaço de busca das variáveis de projeto em 20% para mais e para menos a partir do valor nominal. As variáveis aleatórias consideradas no cálculo do FORM foram as massas do motorista e assento (M_s) e do baú do caminhão (M_b), onde os coeficientes de variação são $CV_{M_s} = 0,33$ e $CV_{M_b} = 0,15$ (lembrando que $CV = \sigma/\mu$), e a velocidade do veículo é de 30

km/h. Assim os problemas de otimização podem ser postos das seguintes formas:

1.º problema de otimização:

$$\text{Minimizar:} \quad f_1(x) = a_{wzrms} \quad (5)$$

$$\text{Sujeito a:} \quad x_i \in [0,80 \cdot x_{i,ref}; 1,20 \cdot x_{i,ref}] \text{ e } \beta \geq 2 \quad i = 1,2 \dots 12$$

onde $f(x)$ é a função objetivo, i se refere à variável de projeto e a_{wzrms} é a aceleração vertical RMS instantânea do motorista. As variáveis de projeto usadas foram as rigidezes e amortecimentos da suspensão e assento do motorista: rigidez do banco do motorista (K_s); as rigidezes verticais da suspensão dianteira esquerda e direita (K_1 e K_2); as rigidezes verticais da suspensão intermediária esquerda e direita (K_3 e K_4); as rigidezes verticais da suspensão traseira esquerda e direita (K_5 e K_6); o amortecimento do banco do motorista (C_s); os amortecimentos verticais da suspensão dianteira esquerda e direita (C_1 e C_2); os amortecimentos verticais da suspensão intermediária esquerda e direita (C_3 e C_4); e os amortecimentos verticais da suspensão traseira esquerda e direita (C_5 e C_6). As variáveis de projeto podem ser conferidas na Tabela 4 junto de seus respectivos valores nominais. É importante ressaltar que as variáveis de projeto esquerdas e direitas foram definidas como iguais para a otimização, resultando em um total de oito variáveis de projeto.

A função de estado limite (f_{el}) foi composta a partir da tabela 2, onde a aceleração ponderada RMS limite escolhida para falha é de $0,8 \text{ m/s}^2$, que corresponde à entrada no estado “desconfortável” segundo a norma ISO2631-1, 1997. A função de estado limite fica então definida como $f_{el} = 0,8 - a_{wzrms}$.

Um novo problema muito similar foi proposto em um segundo momento, onde a numa nova função objetivo foi escolhida, descrita na equação (6), ainda com restrição de confiabilidade para o conforto. Esta escolha da função objetivo se justifica pela redução da altura do centro de massa do veículo, aumentando a estabilidade e a dirigibilidade do caminhão. De maneira geral, reduzir o deslocamento relativo da roda para o eixo da suspensão é algo desejável, assim como manter o conforto do motorista.

Na figura 4 é apresentado um esquema do acoplamento entre os algoritmos usados na solução do primeiro problema proposto.

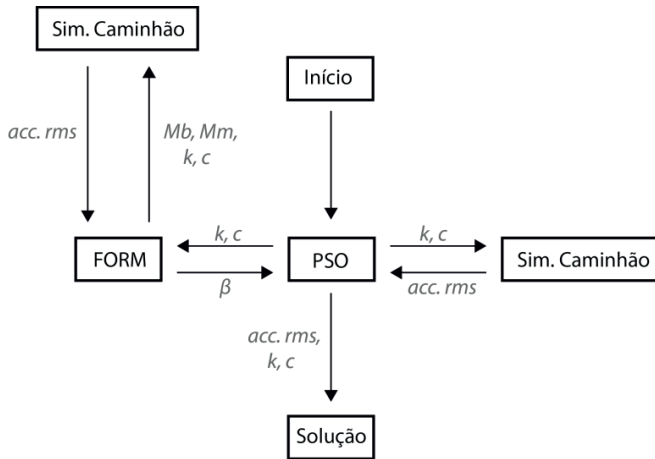


Figura 4. Esquema do acoplamento entre os algoritmos usados na solução do primeiro problema de otimização.

O segundo e terceiro problemas foram resolvidos de forma análoga. Na segunda otimização a função objetivo é minimizar o máximo deslocamento relativo de qualquer das rodas para o eixo da suspensão.

2.º problema de otimização:

$$\text{Minimizar: } f_2(x) = \max(\max(uw_j)) \quad j = 1, 2 \dots 6 \quad (6)$$

$$\text{Sujeito a: } x_i \in [0,80 \cdot x_{i,ref}; 1,20 \cdot x_{i,ref}] \text{ e } \beta \geq 2 \quad i = 1, 2 \dots 12$$

onde uw_j é o deslocamento relativo da roda para o eixo da suspensão e j é relacionado à roda do veículo. As demais variáveis são as mesmas usadas no problema anterior.

Em um terceiro problema, a função objetivo usada foi o máximo deslocamento relativo entre a suspensão e a carroceria de qualquer das rodas, como indicado na equação (7).

3.º problema de otimização:

$$\text{Minimizar: } f_3(x) = \max(\max(u_j)) \quad j = 1, 2 \dots 6 \quad (7)$$

$$\text{Sujeito a: } x_i \in [0,80 \cdot x_{i,ref}; 1,20 \cdot x_{i,ref}] \text{ e } \beta \geq 2 \quad i = 1, 2 \dots 12$$

onde u_j é o deslocamento relativo entre a suspensão e a carroceria. Os parâmetros usados no PSO foram: $Tol = 1 \times 10^{-6}$, $\omega = 0,8$, $\lambda_1 = 2,01$, $\lambda_2 = 2,01$, $alpha = 0,90$, $alpha_t = 0,2$, onde Tol controla a convergência do algoritmo, ω é o fator de momento das partículas, λ_1 é a componente cognitiva individual, λ_2 é a componente cognitiva coletiva, $alpha$ é o fator de redução de mutação, e $alpha_t$ é o fator de chance de

mutação. As variáveis α e α_i não são presentes no PSO tradicional, mas foram usadas nessa versão para melhorar o desempenho do algoritmo, gerando aleatorização do movimento das partículas principalmente na fase inicial da busca.

5 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

O resultado das otimizações estão presentes nas Tabelas 4 e 5 e Figura 7, juntamente com os valores originais das variáveis de projeto para comparação. Lembrando que a primeira otimização se refere à aceleração RMS no assento do motorista (a_{wzrms}), a segunda otimização se refere ao deslocamento máximo relativo da roda para o eixo da suspensão (u_{wj}), e a terceira otimização se refere ao deslocamento máximo relativo entre a suspensão e a carroceria (u_j), todas com restrição para a confiabilidade de conforto, $\beta \geq 2$, e $f_{el} = 0,8 - a_{wzrms}$.

PARÂMETROS	RIGIDEZES			
	K_s [N/m]	k_1ek_2 [N/m]	k_3ek_4 [N/m]	k_5ek_6 [N/m]
Nominal	10000	102000	209000	209000
Otimizado 1	8000 *	81600 *	167200 *	167200 *
Otimizado 2	8613,7	122400**	250800 **	250800 **
Otimizado 3	10172	81600 *	250800 **	250800 **
Ot. 1./Nomin.	0,8 *	0,8 *	0,8 *	0,8 *
Ot. 2./Nomin.	0,86137	1,2 **	1,2 **	1,2 **
Ot. 3./Nomin.	1,01720	0,8 *	1,2 **	1,2 **
PARÂMETROS	AMORTECIMENTOS			
	c_s [Ns/m]	c_1ec_2 [Ns/m]	c_3ec_4 [Ns/m]	c_5ec_6 [Ns/m]
Nominal	200	7028,5	14091	14091
Otimizado 1	240 **	8434,2 **	11272,8 *	11272,8 *
Otimizado 2	240 **	5622,8 *	16909,2 **	16909,2 **
Otimizado 3	240 **	8434,2 **	16909,2 **	16909,2 **
Ot. 1./Nomin.	1,2 **	1,2 **	0,8 *	0,8 *
Ot. 2./Nomin.	1,2 **	0,8 *	1,2 **	1,2 **
Ot. 3./Nomin.	1,2 **	1,2 **	1,2 **	1,2 **

Tabela 4. Resultado das otimizações e variáveis de projeto nominais e otimizadas do modelo numérico da suspensão do caminhão para os três problemas propostos.

- * denota valores incidentes sobre o mínimo do espaço de busca das variáveis de projeto.
- ** denota valores incidentes sobre o máximo do espaço de busca das variáveis de projeto.

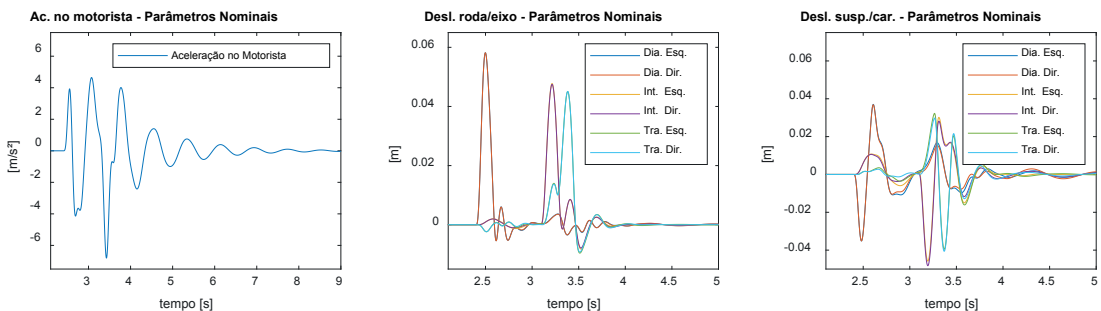
	$a_{wrms}[m/s^2]$	$u_w[m]$	$u[m]$	$\beta[-]$
<i>Nominal</i>	0.5810	0.0582	0.0370	1.7670
<i>Otimizado 1</i>	0.3907	0.0593	0.0348	4.3626
<i>Otimizado 2</i>	0.5338	0.0570	0.0395	2,0000
<i>Otimizado 3</i>	0.5669	0.0593	0.0341	2,0000
<i>Ot. 1/Nominal</i>	0,672461	1,0189	0,940541	2,46893
<i>Ot. 2/Nominal</i>	0,918761	0,979381	1,067568	1,131862
<i>Ot. 3/Nominal</i>	0,975731	1,0189	0,921622	1,131862

Tabela 5. Resultado da otimização em comparação com os valores nominais do modelo numérico da suspensão do caminhão.

Na primeira otimização, a aceleração RMS no banco do motorista, a_{wrms} , foi reduzida em aproximadamente 33% com relação ao seu valor nominal. O índice de confiabilidade β subiu de 1,76 para 4,36, indicando que o projeto está mais confiável.

Note, da Tabela 4 e 5, que a segunda e terceira otimizações tornaram ativas a restrição do índice de confiabilidade ($\beta = 2$). De maneira geral, espaços de trabalho da suspensão são inversamente proporcionais à aceleração no motorista (Sharp e Crolla, 1987). Este comportamento é bem conhecido pela bibliografia, e a ativação da restrição do índice de confiabilidade β (que é inversamente proporcional à aceleração no motorista), é um subproduto deste comportamento.

Na segunda e terceira otimização, as variáveis de projeto tenderam quase todas para seu limite superior, indicando que os parâmetros máximos beneficiam a redução do deslocamento relativo da roda para o eixo da suspensão. Este comportamento é compreensível, uma vez que maiores rigidezes e amortecimentos resultam em uma menor deflexão da suspensão.



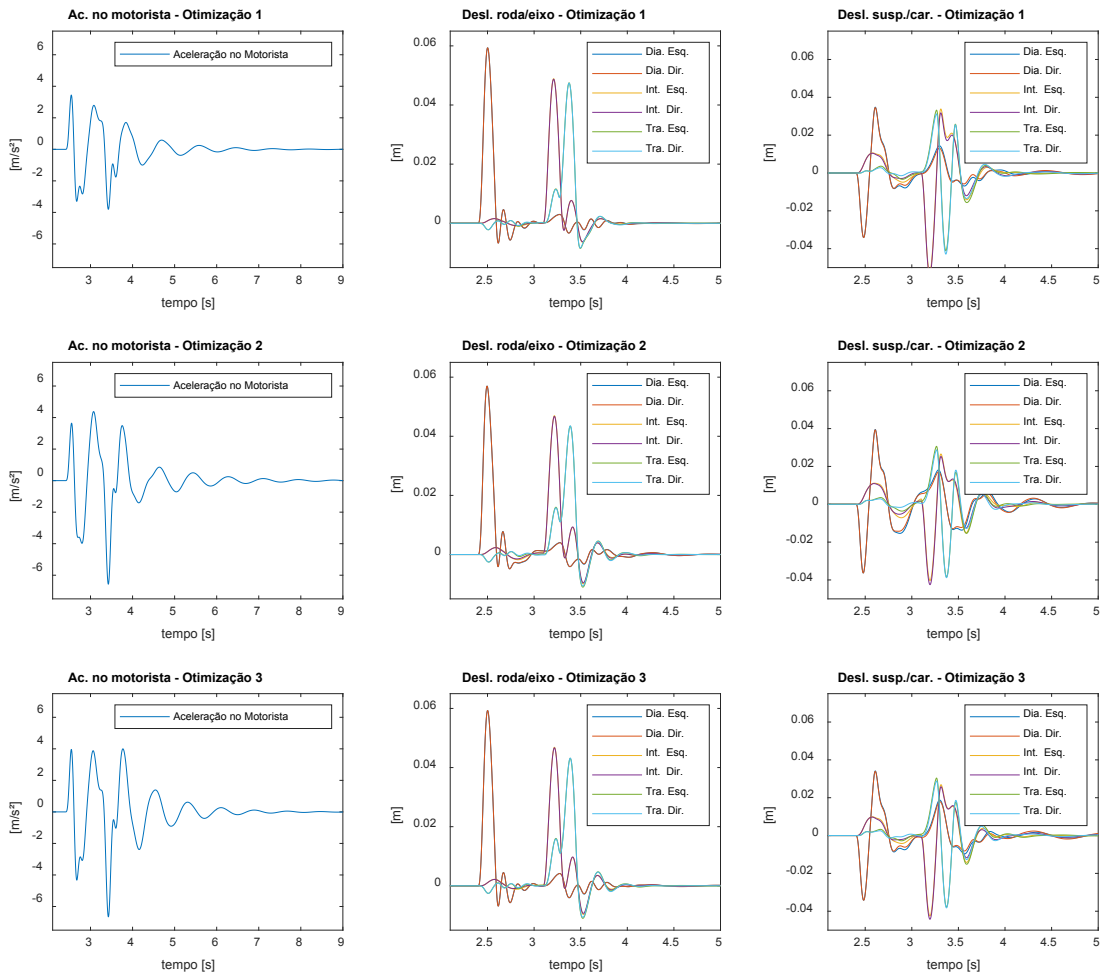


Figura 7. Comportamento dinâmico do modelo da suspensão com parâmetros nominais, e otimizados, para cada uma das funções objetivo.

Por fim, um breve estudo usando o método de Monte-Carlo (Figuras 5 e 6) apontou a influência de cada variável de projeto no índice de confiabilidade β , indicando que algumas variáveis de projeto possuem mais influência sobre o índice de confiabilidade. Para as Figuras 5 e 6, 117000 amostras foram aplicadas ao algoritmo FORM com a mesma função de estado limite usada anteriormente ($f_{el} = 0,8 - a_{zrms}$).

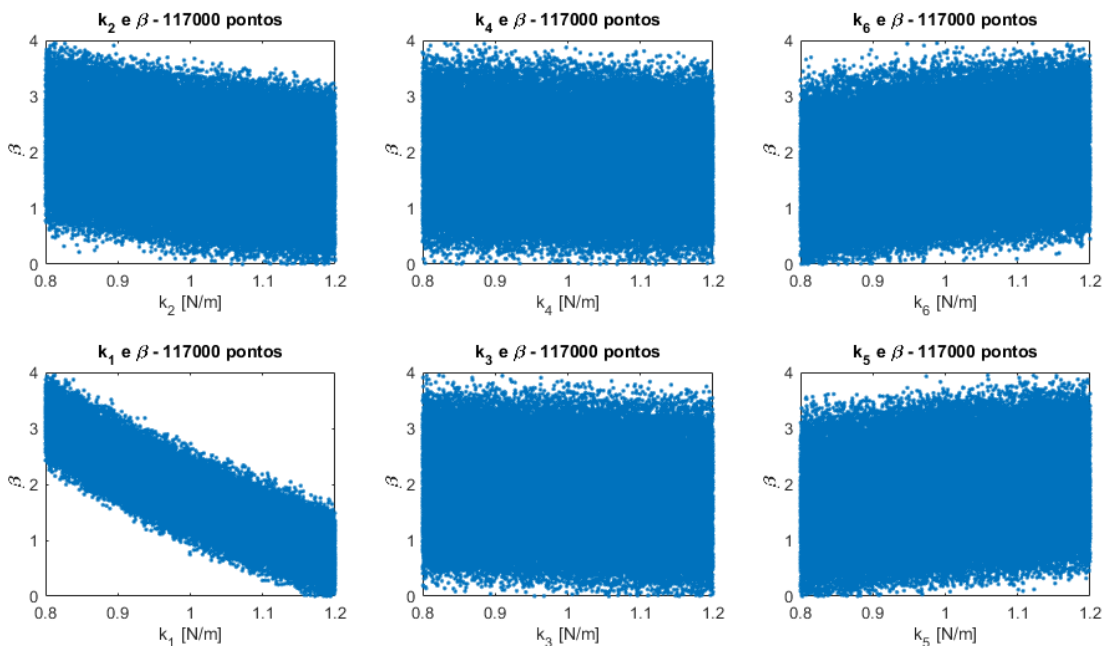


Figura 5. Tendência da influência das variáveis de projeto no índice de confiabilidade β - rigidezes.

As variáveis foram consideradas independentes entre os lados do veículo (variáveis da direita independentes das variáveis da esquerda do caminhão). Note que os parâmetros do assento do motorista k_s e c_s não foram incluídos nessa etapa, uma vez que pode ser inferido das otimizações que estas são as variáveis mais influentes para o índice β . É importante ressaltar que o método de Monte-Carlo não foi usado neste estudo para calcular o índice de confiabilidade, mas sim, para expor as tendências de comportamento entre β e cada variável de projeto. A Figura 6(a) mostra o comportamento entre as funções objetivo β e uw , e a Figura 6(b) serve de referência, indicando qual deveria ser o comportamento entre duas variáveis completamente independentes entre si. As figuras que ilustram a influência do amortecimento foram omitidas, pois não indicaram grandes padrões de tendência.

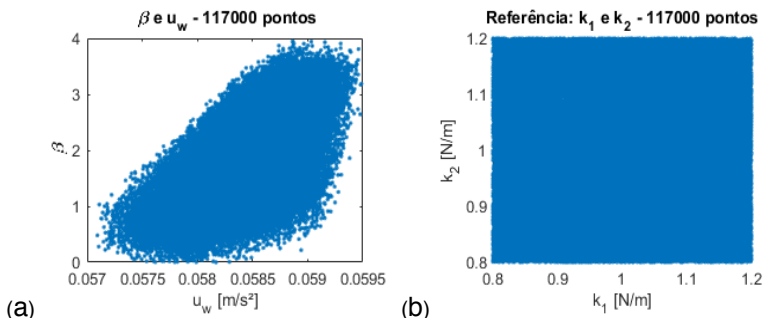


Figura 6 (a). Relação entre β e u_w . Figura (b). Relação entre β e u_w . Figura (c). Referência para duas variáveis aleatórias completamente não correlacionadas entre si.

6 | CONCLUSÃO

Nota-se da tabela 5 que houve uma redução nas acelerações RMS no banco do motorista em cerca de 30% na primeira otimização. O índice de confiabilidade, β , subiu de 2,00 para 4,36, um acréscimo de 118% a partir do valor de referência, indicando que o veículo se encontra agora em uma região muito mais “segura” com relação ao conforto. É importante ressaltar que o método FORM foi bastante custoso durante o processo da otimização, pois para cada cálculo do índice de confiabilidade a função objetivo era chamada cerca de 6 vezes. Todavia, como o índice de confiabilidade foi usado apenas como condição de restrição para o problema de otimização, esta carga computacional foi atenuada: o algoritmo FORM só foi executado quando o ótimo local da partícula ou o global do enxame foi atualizado, pois as demais partículas-soluções já seriam descartadas independente da violação ou não-violação das restrições.

Para a segunda e terceira otimização, a restrição permaneceu ativa com . A segunda otimização gerou uma redução no deslocamento relativo da roda para o eixo da suspensão e um aumento na aceleração RMS do motorista. Este comportamento era esperado, uma vez que a redução da deflexão dos mecanismos da suspensão exige valores de rigidez e amortecimento mais altos, acarretando em um aumento da aceleração RMS no motorista. Esse comportamento pode ser apontado também na simulação com Monte Carlo na figura 6(a), pois não existem pontos-soluções com altos valores de β e u_w simultaneamente. É possível notar na tabela 5, que a otimização 2 e 3 empurraram quase todas as variáveis para os valores máximos a fim de reduzir a deflexão na suspensão.

Dos testes realizados com Monte-Carlo, é possível inferir que a variável de rigidez frontal esquerda, K_{fL} , é mais influente que as demais rigidezes sobre a resposta do modelo da suspensão, gerando nos gráficos da Figura 5 padrões de tendência bem proeminentes. Tal diferença entre a rigidez direita e esquerda é resultado específico da geometria assimétrica do veículo com relação ao assento do motorista, que está posicionado à direita do caminhão.

Conclui-se que o método FORM, a pesar de ser um método aproximado para o cálculo da confiabilidade, pode ser aplicado com êxito à otimização do design da suspensão de veículos, neste caso um caminhão baú. Para trabalhos futuros, deixa-se a sugestão de aplicar o FORM aos deslocamentos roda-suspensão e suspensão-carroceria, também como condições de restrição, e em outros modelos de veículos.

REFERÊNCIAS

ANG, A.H.-S., **"Probability Concepts in Engineering: Emphasis on Applications to Civil and Environmental Engineering"**. Wiley; 2ª Ed. 2006, 432p.

ALVES, B.S., **"Otimização Baseada em Confiabilidade de Pórticos de Concreto Armado"**, 2018. Dissertação de Mestrado- Universidade Federal de Pernambuco, 2018.

BECK, A.T. **Curso de Confiabilidade Estrutural** (meio eletrônico). São Carlos; 2012. Departamento de Engenharia de Estruturas - Universidade de São Paulo.

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO CAMINHÃO VW CONSTELLATION 24.280. ACESSADO EM: <HTTPS://WWW.SANTAEMILIAMAN.COM.BR/MEDIA/UPLOAD/NOVOS/PRODUTO/CONSTELLATION-24-280-3.PDF>, 7JUL2020.

GOMES, W.J.S., **"Estudo do efeito de incertezas na otimização estrutural"**. 2010. Dissertação - Escola de Engenharia de São Carlos.

GRUJICIC, M. et al. **"Reliability Based Design Optimization for Durability of Ground Vehicle Suspension System Components"**. Journal of Materials Engineering and Performance 91(3):301-313. March 2009. DOI: 10.1007/s11665-009-9482-y.

ISO 2631-1:1997 Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration. ISO/TC108/SC4, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1997.

KENNEDY, J.; EBERHART, E. **"Particle swarm optimization,"** Proceedings of ICNN'95 - International Conference on Neural Networks, Perth, WA, Australia, 1995, pp. 1942-1948 vol.4, doi: 10.1109/ICNN.1995.488968.

LI, B., **"3D dynamic modeling and simulation of a multidegree of freedom 3 axle rigid truck with trailing arm bogie suspension"**. M.Sc.Thesis, School of Mechanical, Material and Mechatronic Engineering, University of Wollongong. 2006.

MIZUSHIMA, D. M. **"Otimização de parâmetros de suspensão veicular com algoritmo heurístico QPSO"**, 2017. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

PINO, A.B.T., **"Otimização Baseada em Confiabilidade de Estruturas Treliçadas"**, 2017. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Civil)- Faculdade de Tecnologia, e Ciências Sociais Aplicadas, Brasília, 2017.

Resolução Nº 600 de 24 de maio de 2016 para ondulações transversais. Acessado em: <https://infraestrutura.gov.br/images/Resolucoes/Resolucao6002016_new.pdf>, 7 jul. 2020.

SAKAMOTO, B.S., “**Análise de Confiabilidade Estrutural Utilizando o Método FORM com Múltiplos Modos de Falha para Edifício Alto Submetido à Ação do Vento**”, 2016.Dissertação de Mestrado- Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2016.

SILVA, M. S. “**Introducción a la confiabilidad y evaluación de riesgos: teoría y aplicaciones en ingeniería**”. Bogotá: Universidad de Los Andes, 2010.

SHARP, R.S.,CROLLA, D.A. (1987). “**Road Vehicle Suspension System Design - a review**”. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 16(3):167-192. DOI: 10.1080/00423118708968877.

FANG, J., GAO, Y., SUN, G., LI, Q. “**Multiobjective reliability-based optimization for design of a vehicle door**”. Finite Elements in Analysis and Design. 2013; 67:13-21. <https://doi.org/10.1016/j.finel.2012.11.007>

LEE, U., KANG, N., LEE, I. “**Reliability-Based Design Optimization (RBDO) for Electric Vehicle Market Systems**”. Conference: ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. <https://doi.org/10.1115/DETC2017-68045>

ZHANG, Y. “**Reliability-based robust design optimization of vehicle components, Part I: Theory**”. Front. Mech. Eng. 10, 138–144 (2015). <https://doi.org/10.1007/s11465-015-0333-2>

YANG, R.-J. “**On reliability-based optimization methods for automotive structures**”. International Journal of Materials and Product Technology, 25(1/2/3):3 – 26.<https://doi.org/10.1504/IJMPT.2006.008271>

ANÁLISE DE FADIGA PARA OS AÇOS ABNT 1045 E ABNT 4140 PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 22/04/2021

Brenda Martins Fernandes

Universidade Federal de Itajubá
Itabira – Minas Gerais

<http://lattes.cnpq.br/2693269412723503>

Reny Angela Renzetti

Universidade Federal de Itajubá
Itabira – Minas Gerais

<http://lattes.cnpq.br/6646020534442402>

RESUMO: O objetivo do presente trabalho foi realizar simulações de fadiga pelo método dos elementos finitos a partir de dados estáticos provenientes de ensaios de tração para o aço ABNT 1045 e ABNT 4140 e comparar os resultados obtidos com outras literaturas da área. A metodologia utilizada para a simulação baseou-se no pré-processamento, solução e pós processamento. No pré-processamento, foi desenhada a geometria em CAD (do inglês, computer-aided design), definidas as propriedades do material, gerada a malha e aplicadas as condições de contorno. A solução foi processada pelo software ANSYS® e o pós processamento baseou-se na avaliação dos resultados da simulação. As análises se mostraram próximas das encontradas na literatura quando utilizados dados de propriedades do material do estudo em análise, embora as simulações não tenham considerado tensões residuais, rugosidade ou até mesmo possíveis defeitos na peça. Assim, o método dos

elementos finitos se mostrou uma ferramenta valiosa na análise de fadiga, e se combinada com ensaios experimentais pode ser de grande auxílio no desenvolvimento de projetos.

PALAVRAS - CHAVE: Fadiga de alto ciclo, simulação, método dos elementos finitos, aços.

FATIGUE ANALYSIS FOR ABNT 1045 AND ABNT 4140 STEELS BY THE FINITE ELEMENT METHOD

ABSTRACT: The aim of the present work was to carry out fatigue simulations by the finite element method using static data from tensile tests for steel ABNT 1045 and ABNT 4140 and to compare the results obtained with other literature in the area. The methodology used for the simulation was based on pre-processing, solution and post-processing. In pre-processing, CAD geometry (computer-aided design) was designed, material properties were defined, mesh was generated and boundary conditions were applied. The solution was processed by the ANSYS® software and the post-processing was based on the evaluation of the simulation results. The analyzes were found to be close to those found in the literature when data on the properties of the study material under analysis were used, although the simulations did not consider residual stresses, roughness or even possible defects in the part. Thus, the finite element method proved to be a valuable tool in fatigue analysis, and if combined with experimental tests it can be of great help in the development of projects.

KEYWORDS: High cycle fatigue, simulation, finite element method, steel.

1 | INTRODUÇÃO

Os componentes mecânicos estão sujeitos a diversos carregamentos durante sua vida útil, os quais podem ser de origem estática ou dinâmica. Mas independentemente do tipo, falhas podem ocorrer caso não seja realizado um estudo e dimensionamento correto do sistema. A fadiga, por exemplo, é uma falha muito comum proveniente de carregamentos dinâmicos. Por meio de carregamentos cíclicos ou flutuantes, uma peça pode apresentar ruptura sem que se tenha um indício característico ou variação marcante, mesmo trabalhando com tensões abaixo do limite de escoamento do material.

A fadiga de alto ciclo ocorre quando tensões cíclicas menores que o limite de escoamento do material são aplicadas, o que promove a deformação plástica de modo localizado. Nesta situação, as falhas acontecem para um número alto de ciclos, $N < 10^5$ ciclos (Oliveira, 2001).

Condições de serviço com altas tensões e baixos números de ciclos também ocorrem na prática, é o caso de turbinas a vapor, por exemplo. Definidas como fadigas de baixo ciclo, essas apresentam tensões relativamente altas (comumente maiores que o limite de escoamento do material) e baixos números de ciclos ($N < 10^5$ ciclos). É comum ocorrer em função de tensões de origem térmica, uma vez que as tensões térmicas promovem a expansão ou contração do material. Assim, a fadiga de baixo ciclo resulta de deformações cíclicas (Dieter, 1985).

Uma maneira de auxiliar nos estudos de fadiga é por meio de simulações, as quais, quando realizadas de modo correto, se mostram uma ferramenta vantajosa. Apesar de ser um método de solução aproximado, as simulações podem minimizar a necessidade de inúmeros testes experimentais e são capazes de ajudar na tomada de decisões sem a construção de vários protótipos físicos, reduzindo a necessidade de uma metodologia baseada na tentativa e erro. Recursos e tempo podem ser melhores administrados através de simulações.

Além disso, os aços ABNT 1045 e ABNT 4140 são amplamente empregados na indústria. O aço ABNT 1045 apresenta uma boa usinabilidade, boa resistência mecânica, média soldabilidade, alta forjabilidade e é comumente utilizado em eixos e peças. Já o ABNT 4140 é um aço empregado em eixos, pinos, bielas e virabrequins, apresentando boa resistência mecânica, média usinabilidade, baixa soldabilidade e alta temperabilidade (Callister, 2012; Chiaverini, 2005).

Assim, este artigo teve como objetivo estudar a vida em fadiga para as ligas ABNT 1045 e ABNT 4140 pelo método dos elementos finitos.

2 | METODOLOGIA

Para o presente estudo utilizou-se uma metodologia baseada no pré-processamento, solução e pós-processamento. No pré-processamento, foi realizada a construção da

geometria em CAD, definição das propriedades dos materiais no software, discretização, análise de convergência e aplicação das condições de contorno. O modelo adotado para o corpo de prova foi o formato padrão para ensaios de fadiga (Pereira, 2019). Foi necessário simplificar a geometria, uma vez que ela possuía rosca na extremidade para fixar o corpo de prova em uma máquina universal de ensaios marca MC, modelo WDW-300E. Para a simulação, a rosca acrescentaria um maior tempo de processamento, mesmo não sendo a região de interesse para o trabalho. Por essa razão, a geometria utilizada neste estudo é mostrada na Figura 1.

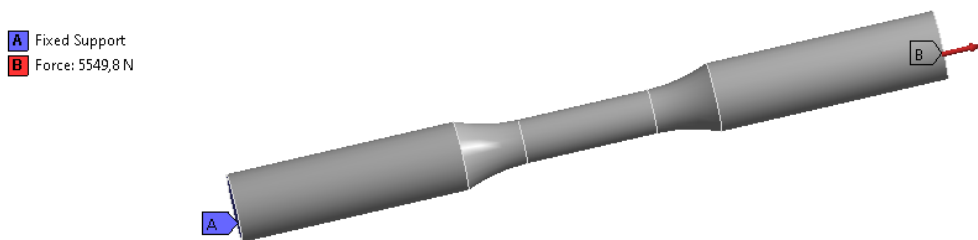
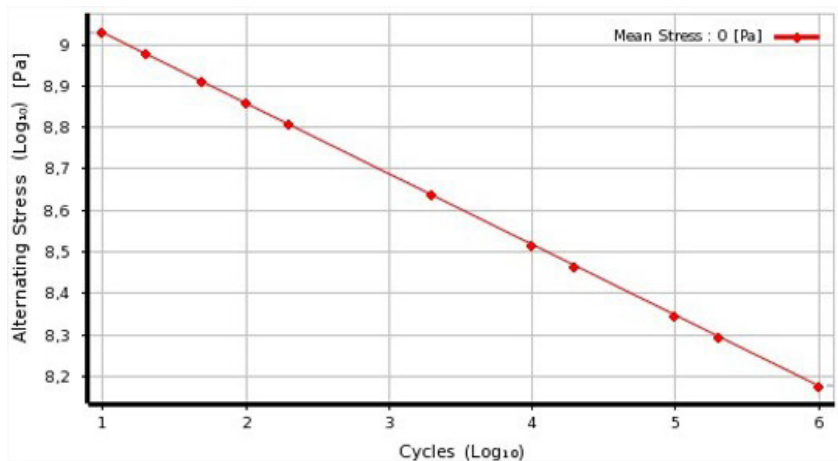


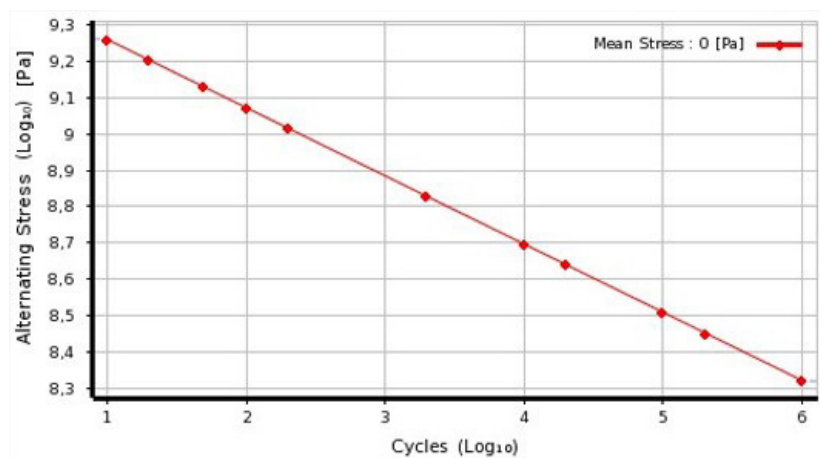
Figura 1: Geometria CAD do corpo de prova para ensaio de fadiga. A região de fixação do corpo de prova está em azul e em vermelho a região de aplicação da força (Autores, 2020).

O ANSYS® apresenta uma biblioteca com alguns materiais, no entanto, caso algum não se encontre no sistema é necessário criar o material com dados que a simulação irá demandar. Para um ensaio de fadiga, é preciso acrescentar propriedades que descrevam como o material irá se comportar, como por exemplo, expoente de resistência à fadiga, coeficiente de ductilidade, além de propriedades como resistência à tração, módulo de elasticidade e limite de escoamento. Desta maneira, os aços ABNT 1045 e ABNT 4140 foram obtidos da literatura (Pereira, 2019) e adicionados manualmente à biblioteca.

Foi necessário acrescentar também a curva S-N característica do material. Como não se tinha conhecimento dessa curva, optou-se por estimar o comportamento dela através de propriedades estáticas. Por meio de condições que o corpo de prova estaria sujeito na simulação (temperatura, carregamento e diâmetro, por exemplo) e propriedades do material como limite de resistência a tração e limite de fadiga médio para 10^3 ciclos, foi levantada a curva para o aço 1045 (Fig. 2a) e para o aço 4140 (Fig. 2b). Vale ressaltar que todo o equacionamento tomou como base a bibliografia de Norton (2013).



(a)



(b)

Figura 2: Curva S-N estimada no software ANSYS® para (a) Aço ABNT 1045 (b) Aço ABNT 4140 (Autores, 2020).

A malha para o estudo contou com 7928 nós e 1620 elementos do tipo adaptativo de 3 mm com controle de malha 1 mm. Optou-se pelo controle de malha, pois refiná-la por completo aumentaria o tempo de processamento sem necessidade, sendo que é possível aplicar o refinamento somente em locais de interesse. A Figura 3 mostra a malha adotada no estudo.

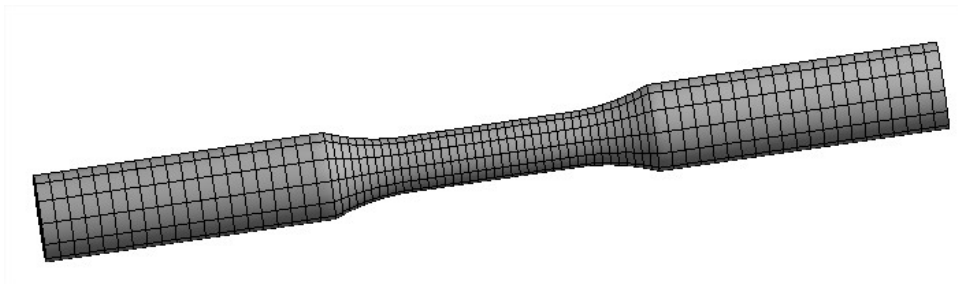


Figura 3: Malha corpo de prova (Autores, 2020).

Para garantir a convergência estudou-se o refinamento em função da tensão máxima de von Mises, considerando uma tensão aplicada de 0,8 da tensão de ruptura do ABNT 1045.

Variável	Tensão máxima de von Mises [MPa]	Erro relativo [%]
Malha adaptativa 3 mm.	516,23	-
Malha adaptativa 3 mm com controle de malha na região de estudo de 2 mm.	522,88	1,27
Malha adaptativa 3 mm com controle de malha na região de estudo de 1 mm.	529,69	1,29
Malha adaptativa 3 mm com controle de malha na região de estudo de 0,5 mm.	526,41	0,62

Tabela 1: Comportamento da Tensão máxima de von Mises para refinamento de malha (Autores, 2020).

Depois da malha, foram definidas as condições de contorno do problema. Azevedo (2016) definiu condições de contorno como fatores que devem ser atribuídos pelo usuário, os quais influenciarão o comportamento da análise. As condições de contorno são: tipos de contato, carregamentos, restrições e cargas de corpos. As escolhas para aplicação de engaste e força foram escolhidas de modo a simular uma máquina de ensaios realizando um teste de fadiga. O engaste foi feito na base do corpo de prova e a força foi aplicada na face contrária ao engaste (Fig. 1), embora a magnitude da força tenha sido alterada durante o estudo, o local de aplicação se manteve o mesmo. Vale ressaltar que o ANSYS® permite aplicar uma força, assim, para submeter a peça a uma tensão específica foi preciso multiplicar a tensão pela área do corpo de prova e obter a força necessária para provocar tal tensão.

Definidos a geometria, material, malha e condições de contorno, foi estabelecido o tipo de carregamento. Para garantir uma carga que provoque fadiga variando entre tração e compressão de mesma amplitude, o carregamento do processo teve uma razão de tensão igual a -1. Para o presente trabalho não foi adotada nenhuma teoria de correção de falha

visto que a tensão média foi zero.

A solução foi processada através do programa ANSYS® e para o pós-processamento foi analisado se o resultado obtido era aceitável ou não. Nesse estágio, foi importante saber se o resultado representa o problema físico. Caso a solução não fosse aceitável seria necessário retornar a etapa de pré-Processamento, rever as condições e realizar uma nova simulação.

3 | RESULTADOS

Para analisar se as simulações estavam corretas buscou-se literaturas de fadiga para o aço ABNT 1045 e o ABNT 4140 a fim de comparar os resultados. O primeiro trabalho analisado foi o de Rodas (2019), o qual realizou um estudo analisando fadiga de altos ciclos para o aço ABNT 1045 afim de repotenciar uma máquina de ensaios mecânicos.

A Tabela 2 mostra uma comparação para a mesma amplitude de tensão entre os resultados das simulações e de Rodas. Na simulação 1 o número de ciclos até a falha obtido pela simulação é menor do que o valor reportado na literatura. Na simulação 2 os dados se mostraram muito mais próximos. A diferença pode ser explicada pelos valores adotados para o limite de fadiga corrigido e o limite de resistência à tração, uma vez que esses valores mudam de acordo com a microestrutura do material e, consequentemente, afetam o comportamento em fadiga.

Enquanto na simulação 1 a resistência a tração foi de 649,8 MPa e $S_e = 150,14$ MPa, dados obtidos através de ensaios estáticos. Na simulação 2 foi utilizado 637,26 MPa e $S_e = 318,09$ MPa, valores encontrados no trabalho de Rodas (2019). Desta forma, utilizando os valores encontrados na literatura, tem-se a quantidade de ciclos fica próxima à do ensaio experimental, Tabela 2.

Amplitude de Tensão [MPa]	Número de Ciclos [Literatura]	Número de Ciclos [Simulação 1]	Número de Ciclos [Simulação 2]
442,12	2929	1503	2338
432,69	3949	1706	3370
428,76	4548	1800	3935
427,12	4676	1841	4199
425,55	4915	1881	4470

Tabela 2: Comparação dos dados da simulação e literatura (RODAS, 2019) aço ABNT 1045 (Autores, 2020).

A Figura 4 mostra a distribuição da quantidade de ciclos ao longo do corpo para uma amplitude de tensão de 427,12 MPa da simulação 2. A região que ocorreu a falha foi na parte central do corpo de prova, o que condiz com o esperado, uma vez que foi dimensionado com este intuito.

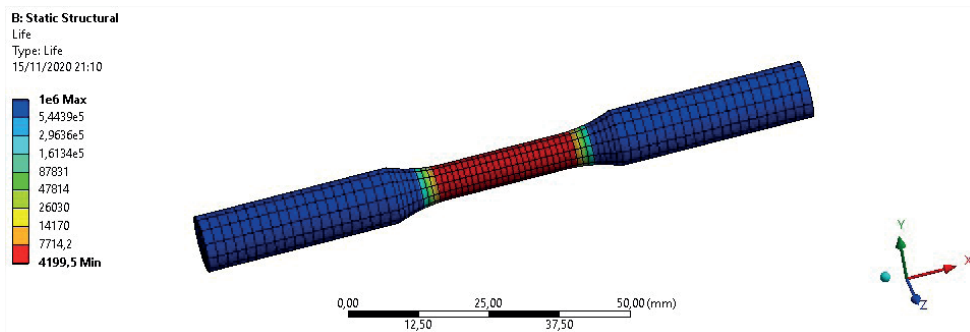


Figura 4: Resultado da simulação do aço ABNT 1045 para uma tensão de 427,12 MPa (Autores, 2020).

Meuren (2018) também realizou um estudo sobre a análise em fadiga, mas para o aço ABNT 4140. No qual uma parte de seu trabalho foi dedicada a examinar o número de ciclos até a falha de forma experimental. Foi elaborado também uma comparação (Tabela 3) entre os resultados dos ensaios da bibliografia adotada e da simulação.

Novamente os resultados apresentam uma grande divergência na simulação 1. A diferença entre a literatura e a simulação pode ser explicada pelo fato de que as tensões estimadas no estudo de Meuren e do presente trabalho para a curva S-N do material foram diferentes. Enquanto na pesquisa de Meuren os valores foram de $S_m = 675 \text{ MPa}$ e $S_e = 388,8 \text{ MPa}$, para a simulação os dados foram de $S_m = 766,05$ e $S_e = 209,23$. Mas quando se considera os dados apresentado por Meuren e refaz os cálculos para uma nova curva S-N (Simulação 2), tem se os resultados da Tabela 3.

Amplitude de Tensão [MPa]	Número de Ciclos [Literatura]	Número de Ciclos [Simulação 1]	Número de Ciclos [Simulação 2]
547,5	10167	5152	9706
483,8	62560	9953	45678
413,8	338148	22868	323330

Tabela 3: Comparação dos dados da simulação e literatura (MAUREN, 2018) aço ABNT 4140 (Autores, 2020).

A Figura 5 mostra o resultado da simulação 1 para uma tensão de 547,5 MPa. E a Figura 6 mostra o resultado da simulação para tensão de 413,8 MPa da simulação 2. A escala de cores indicam as regiões e suas respectivas faixas de quantidade de ciclos.

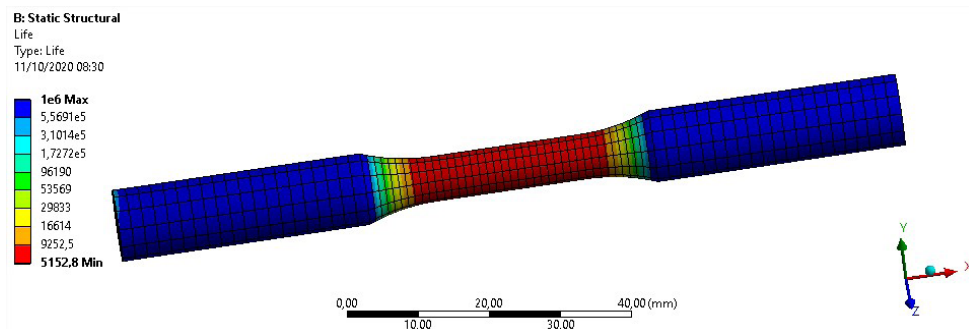


Figura 5: Simulação fadiga aço ABNT 4140 para tensão de 547,5 MPa (Autor, 2020).

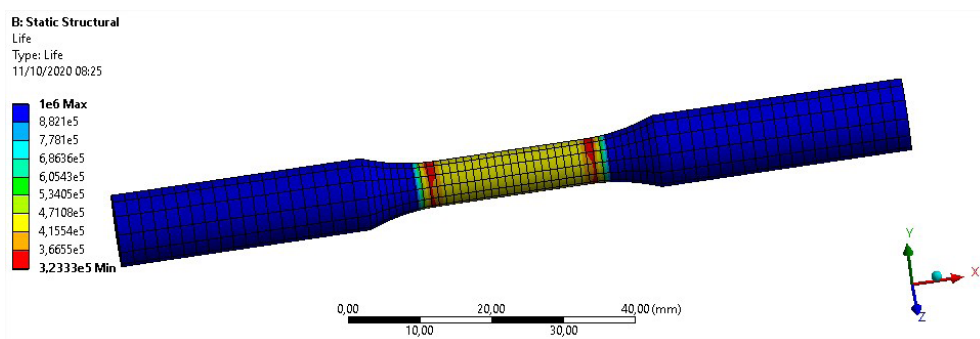


Figura 6: Resultado da simulação para aço ABNT 4140 submetido a uma amplitude de tensão de 413,8 MPa (Autor, 2020).

Comparando os resultados da literatura com os das simulações percebe-se que há diferenças nos resultados, maiores em algumas simulações e menores para outras, o que pode ser explicado por meio de alguns pontos.

Os cálculos de fadiga utilizados neste trabalho foram provenientes de dados estáticos. É comum ocorrer pequenas variações nas propriedades dos materiais, pelo fato de não serem homogêneos e isotrópicos. Pequenas diferenças podem alterar bastante os resultados, e para a simulação são necessários vários outros dados estáticos, como por exemplo o limite de escoamento, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson. Assim, um conjunto de pequenas diferenças pode levar a resultados muito diferentes. É o caso, por exemplo, do estudo realizado por Meuren (2018) e Rodas (2019), quando utilizados valores obtidos dos trabalhos de cada autor os resultados foram muito próximos.

Vale ressaltar também que a vida em fadiga é uma quantidade estatística de acordo com Dieter (1985), logo é esperado que ocorra um desvio considerável com dados levantados a partir de poucos corpos de prova. Porém, essa variação não ocorreu para simulações pelo método dos elementos finitos realizadas neste estudo, para um mesmo valor de tensão o resultado se manteve o mesmo. Isso se deve ao fato de que a simulação

utilizada neste estudo calcula análises estruturais através do conceito de rigidez, enquanto ensaios experimentais levam em consideração tensões residuais provenientes de processos de fabricação, defeitos no material, trincas e todas as variáveis que vão influenciar na vida em fadiga, porém não foram possíveis de serem adicionadas à simulação.

4 | CONCLUSÕES

A simulação pelo método de elementos finitos é um método aproximado, quando se trabalha nesse campo o cálculo das equações que descrevem o comportamento do sistema é feito para um número finito de pontos do domínio, os quais o usuário julga serem capaz de descrever um acontecimento real.

Assim, observou-se com a pesquisa que a análise de fadiga por elementos finitos pode ser muito útil. Contudo, para resultados mais precisos com curvas S-N estimadas, são necessários dados estáticos do material a ser simulado. Portanto, a simulação pode auxiliar na análise de fadiga dos componentes. A junção do estudo de fadiga com o de simulação pelo método de elementos finitos pode ser de colaboração mútua no desenvolvimento de pesquisas.

5 | AUTORIZAÇÕES/RECONHECIMENTO

Ao submeter o trabalho, os autores tornam-se responsáveis por todo o conteúdo da obra.

REFERÊNCIAS

CALLISTER, Jr. W. D.; **Ciência e Engenharia dos Materiais: uma introdução**. Tradução Sérgio Murilo Stamile Soares. 8 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

CHIAVERINI, V. **Aços e ferros fundidos**. 7ª ed. São Paulo: ABM, 2005, 518p.

DIETER, G. E. **Metalurgia Mecânica**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1985.

DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Materials - Engineering, deformation, fracture and fatigue**. 4 ed. Pearson 2013.

MEUREN, A. L. **Análise em Fadiga do Aço 4140**. Projeto de graduação em Engenharia Mecânica - Universidade de Brasília, 60p., 2018.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Tradução de Konstantinos Dimitriou Stavropoulos et al. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1055 p. Título original: Design of Machinery.

OLIVEIRA, A. C. **Propriedade mecânicas de fadiga de baixo ciclo à temperatura de 300° C do aço inoxidável austenítico do sistema Fe-Cr-Mn-N**. Dissertação de mestrado - Escola de engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo, 2001.

PEREIRA, D. A. **Desenvolvimento e construção de um sistema de aquecimento indutivo para ensaios de fadiga isotérmica de baixo ciclo em ligas ferrosas.** Dissertação de Mestrado em Ciências em Materiais para Engenharia - Universidade Federal de Itajubá, 121 p., 2019.

RODAS, C. D. R. **Repotenciación de la máquina a fatiga em ciclos altos en el acero AISI 1045 com la finalidad de adquirir datos em los laboratorios de la carrera de ingeniería mecánica.** Projeto de graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Técnica de Ambato, 126p., 2019.

TAKAHASHI, B. X. **Metodologia Moderna para Análise de Fadiga Baseada em Elementos Finitos de Componentes Sujeitos a Fadiga Uni e Multiaxial.** Dissertação de Mestrado - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Universidade de São Paulo, 2014.

ANÁLISE PARAMÉTRICA DAS FREQUÊNCIAS DOMINANTES DE UM VIOLÃO ACÚSTICO

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 05/05/2021

Marco Túlio Santana Alves

Universidade Federal da Bahia - Departamento
de Engenharia Mecânica
Salvador - BA
<http://lattes.cnpq.br/9520270393660729>

Felipe Iglesias

Universidade Federal da Bahia - Departamento
de Engenharia Mecânica
Salvador - BA

RESUMO: Esse artigo tem o objetivo de definir parâmetros geométricos de otimização relevantes para o *luthier* iniciante. A partir da análise das frequências de ressonância mais baixas e da variação desses parâmetros, é possível determinar a sensibilidade deles e a influência de sua variação na qualidade do som. Para isso, análises modais comparativas utilizando o Método de Elementos Finitos foram realizadas e o resultado foi tratado para que seja possível estabelecer um guia para *luthiers* iniciantes no momento de realizar alterações customizadas para o cliente.

PALAVRAS - CHAVE: Frequência, Otimização, Violão, Método de Elementos Finitos.

ABSTRACT: This contribution deals with the discussion and definition of optimization parameters of the lowest natural frequencies of an acoustic guitar from the geometric characteristics

of the top integrated to their internal bracings. Thus, comparative modal analysis of the top (by using Finite Element Method) was performed to identify the sensitivity to these parameters on the typical lowest frequencies of a guitar. The results provide a primary guideline to beginners' luthiers when tailor manufacturing a customized guitar.

KEYWORDS: frequency, optimization, acoustic guitar, Finite Element Method.

1 | INTRODUÇÃO

A arte da manufatura do violão evoluiu através da história, bem como o seu design. Para chegar no violão de hoje, diversas inovações foram desenvolvidas e a complexidade para ajustar a qualidade sonora se tornou maior. Uma das estruturas que sofreram alterações foram as costelas que ficam embaixo do tampo, cuja principal função é de aumentar a resistência mecânica, além de alterar as características acústicas do instrumento. O exemplo mostrado na Figura 1 é o de uma costela com padrão em X (*X-bracing*).



Figura 1 – Vista interna de um padrão de Costelas em X de um violão.

Fonte: <https://oldtimeguitar.pressbooks.com/chapter/common-bracing-patterns-of-acoustic-guitars/>

O presente artigo tem o objetivo de simplificar o projeto do violão para luthiers iniciantes, estabelecendo parâmetros guias e a sensibilidade deles nos sete primeiros modos de ressonância. Segundo Meyer (1983) e Richardson (2012), as frequências inferiores (até 1.000 Hz) têm maior impacto para o ouvinte. Para tanto, é proposta uma otimização do design através de três parâmetros: espessura do tampo; altura da costela e; largura da costela.

2 | METODOLOGIA

O Modelo base utilizado é um Martin ® OM-28, que foi construído com base nos desenhos de Grellier (2007). Essa escolha é justificada por ser um instrumento com uma faixa de frequência muito equilibrada e ter uma grande popularidade nas músicas do século XXI. O projeto em CAD foi realizado dentro do software SolidWorks®. Para o desenvolvimento desse trabalho, a geometria dos filetes foi simplificada, como mostra a Figura 03, a fim de padronizar todas as costelas e de diminuir erros nos elementos que vão ser discretizados, já que, na realidade, cada costela tem um filete diferente.

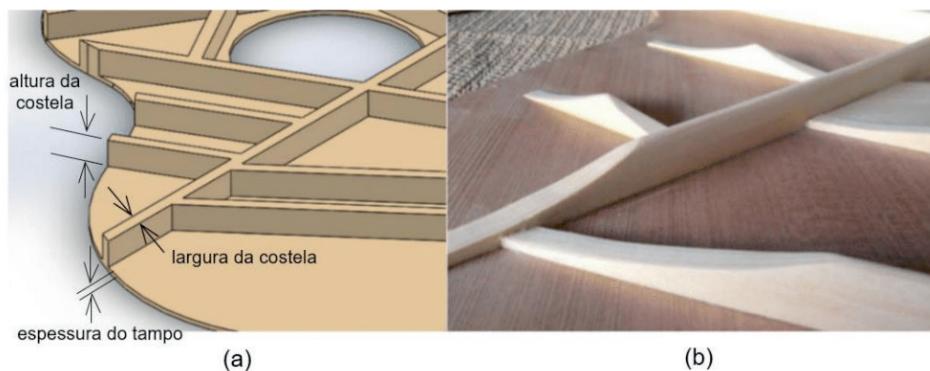


Figura 3 – (a) Modelo CAD da Geometria Simplificada (b) Modelo Real.

Fonte: Compilação do Autor.

As análises pelo Método de Elementos Finitos foram realizadas no software do HyperWorks®, que também conta com o HyperMesh® (pré-processamento) e HyperView® (Pós-processamento). O *solver* utilizado foi o *solver* da própria Altair, o Optistruct®. O método utilizado foi o Lanczos que, de acordo com Souza Dias (2015), é muito eficiente para obter poucos modos de vibração, como é o caso deste artigo. A malha foi gerada automaticamente pelo software do HyperMesh® com elementos de casca (mistos, triangulares e quadrados), com um elemento médio de 1 mm, mostrado na Figura 04. Essa escolha se deu tomando como base os estudos realizados por Boven (2017), que comprovaram resultados representativos utilizando elementos 2D para o tampo e as costelas do violão.

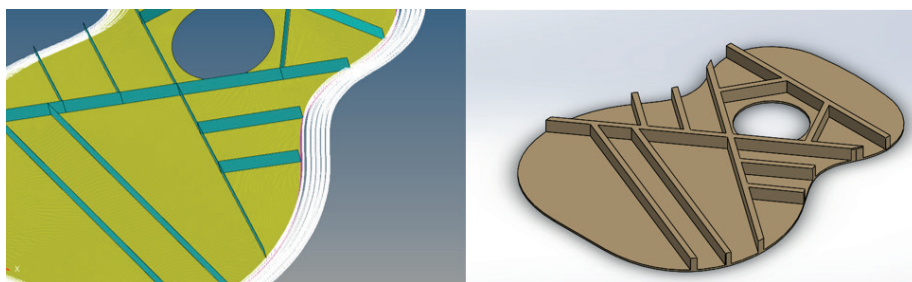


Figura 4. Modelo CAD e Malha com elementos de casca.

Fonte: Compilação do Autor.

Posteriormente ao processo de malha automática, foi utilizada uma ferramenta para checar a qualidade da malha do próprio HyperMesh®. Na checagem, cada elemento foi analisado de acordo com parâmetros geométricos definidos pelo próprio software em Altair (2015). Como mostra a Figura 5, somente 17 elementos falharam nos parâmetros e eles foram ajustados manualmente para garantir a qualidade da malha.

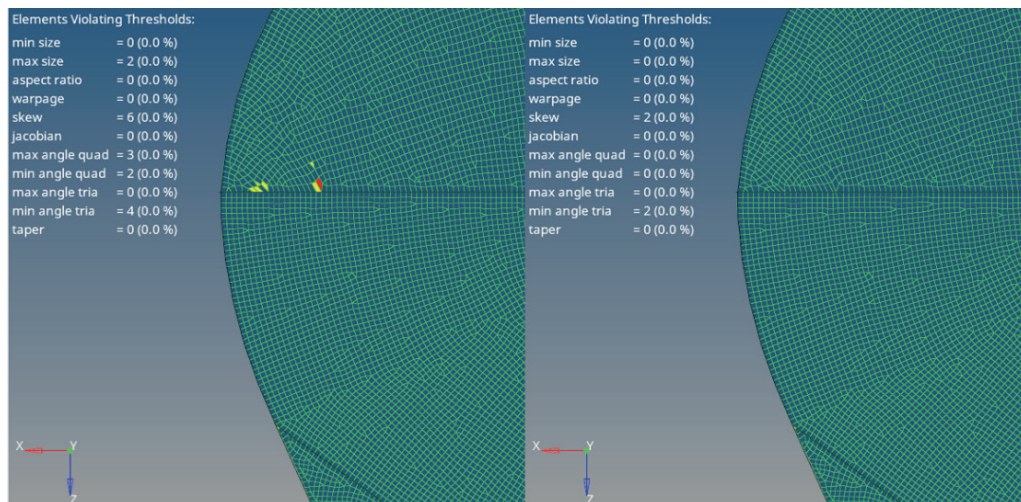


Figura 5 – Parâmetros de Qualidade no HyperMesh ®.

Fonte: Compilação do Autor.

3 I RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com os modelos preparados, mais de 50 casos foram rodados variando somente um parâmetro por vez para obtenção da variação das frequências. A Figura 06 mostra os sete primeiros modos do modelo de referência utilizado.

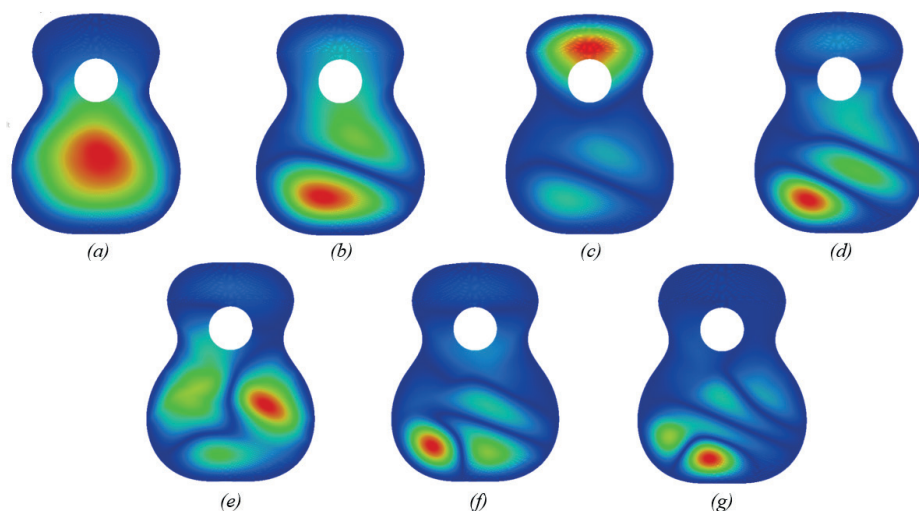


Figura 5: Modos de Vibrar do tampo de um violão - (a) 1º modo, (b) 2º modo, (c) 3º modo, (d) 4º modo, (e) 5º modo, (f) 6º modo e (g) 7º modo.

Fonte: Compilação do Autor.

As análises foram rodadas em um processador de 4 núcleos, 8 *threads* com a frequência máxima em 4 *GHz*, totalizando uma média de 175.623 elementos, com uma duração média de análise de 4 minutos e 53 segundos.

Por fim, optou-se por garantir a convergência do tamanho do elemento utilizado e foi realizado um estudo de convergência da malha, variando 1 *mm*, como mostra o Gráfico 2. Assim, conclui-se que o tamanho do elemento não era só suficiente, como podia ser otimizado em um próximo estudo, onde optou-se pelo tamanho de 1 *mm*.

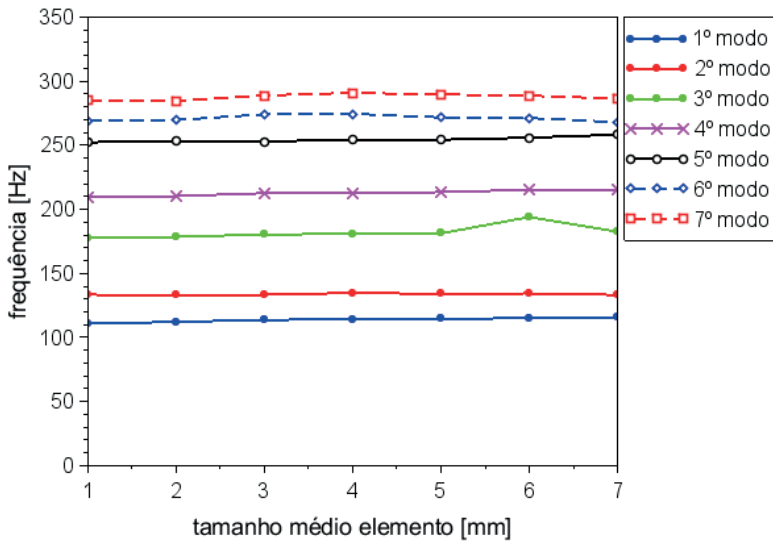


Gráfico 2 - Análise de Convergência da Discretização.

Fonte: Compilação do Autor.

A visualização da influência pode ser vista nos Gráficos 2, 3 e 4, sendo a frequência modal (*Hz*) no eixo Y e o valor do parâmetro (*mm*) no eixo X.

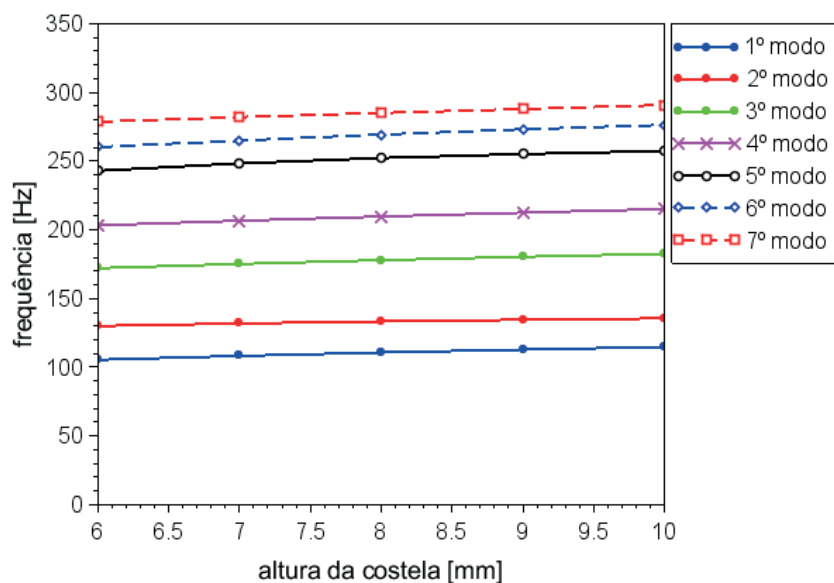


Gráfico 2 - Frequências Modais em função da altura da costela.

Fonte: Compilação do Autor.

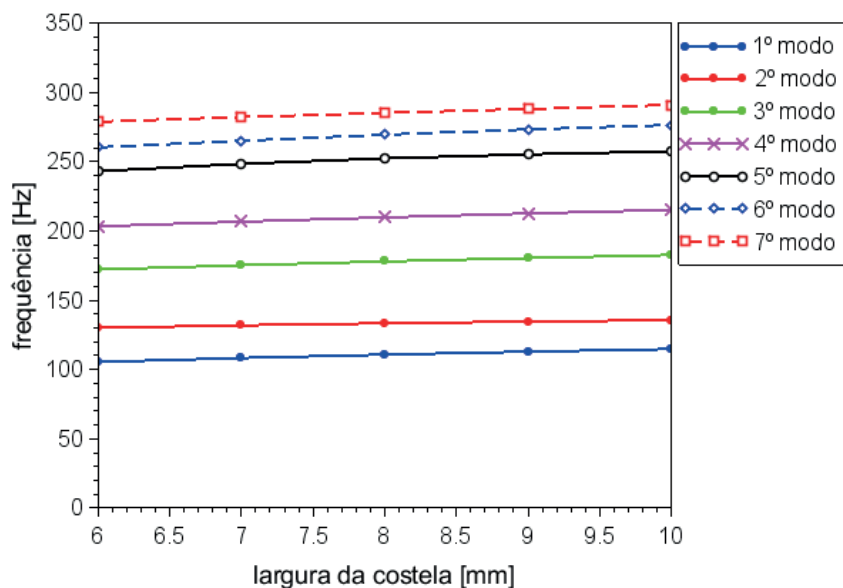


Gráfico 3 - Frequências Modais em função da largura da costela.

Fonte: Compilação do Autor.

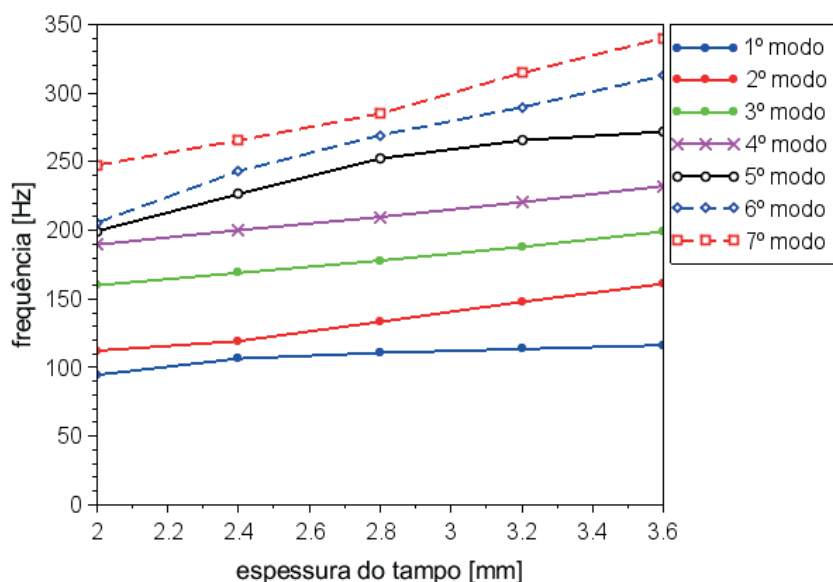


Gráfico 4 – Frequências Modais em função da espessura do tampo.

Fonte: Compilação do Autor.

Pra comparar de maneira mais objetiva, uma regressão linear foi calculada para a curva de cada modo. Seus coeficientes angulares calculados estão na Tabela 1.

modo modo	coeficiente angular		
	largura da costela	altura da costela	espessura do tampo
1	0,101	0,567	0,409
2	0,182	0,563	1,150
3	0,113	0,787	1,300
4	0,139	0,445	2,604
5	0,294	1,239	2,200
6	0,127	0,579	2,867
7	0,076	0,458	4,509
média	0,147	0,663	2,148
desvio padrão	0,073	0,278	1,356

Tabela 1 - Coeficientes Angulares das regressões lineares para as configurações estudadas.

Fonte: Compilação do Autor.

4 | CONCLUSÃO

Depois da execução das análises propostas, chegou-se à conclusão de que uma pequena mudança na espessura do tampo pode ter uma grande influência nas frequências baixas de ressonância do tampo do violão. A altura da costela tem um pequeno impacto

e pode ser utilizada para ajustes finos, enquanto a largura tem influência desprezável e não deve ser utilizada como parâmetro de otimização. Assim, o *luthier* deve utilizar tanto a espessura do tampo como a altura da costela para realizar ajustes no momento de buscar uma sonoridade específica para o cliente. Como agenda de pesquisa, propõe-se a realização da mesma avaliação, porém através de uma análise acústica, avaliando o volume de pressão sonora.

AGRADECIMENTOS

O primeiro autor agradece aos pais pelo amor incondicional e pelos vários sacrifícios para me prover valiosas oportunidades, como a de contribuir para a redação deste trabalho. Ainda neste sentido, ele agradece sua namorada por apoiá-lo sempre, finalizando por agradecer seu orientador e coautor deste, o professor Marco Túlio.

RESPONSABILIDADE DE INFORMAÇÃO

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações contidas no artigo.

REFERÊNCIAS

Alves Filho, A. Elementos finitos: A base da tecnologia CAE / Análise não linear. São Paulo: Érica, 2012.

Richardson, B., Johnson, H., Joslin, A., Perry, I., The three-mass model for the classical guitar revisited, Société Française d'Acoustique, Acoustics 2012, Nantes, France, 2012.

Grellier Guitars, "OM size acoustic guitar". 11 Dec. 2020 < <http://www.grellier.fr/en/downloads> >, 2007.

Meyer, J., Quality aspects of the guitar tone, Royal Swedish Academy of Music No. 38, 1983.

van Boven, M., Dynamic response optimization of an acoustic guitar, 2017.

O. Christensen, Bo B. Vistisen, Simple model for low-frequency guitar function, Journal of the Acoustic Society of America, Vol. 68, 1980.

Altair, Practical Aspects of Finite Element Simulation. A Study Guide Academic Program, 3rd Edition Released, 2015.

French, M., Engineering the guitar, Springer, West Lafayette, Indiana, 2009.

Dias, F. S., Estudo Numérico Do Fenômeno Do Amortecimento Em Estruturas Sólidas Submetidas A Carregamentos Impulsivos, 2015

VORTEX-INDUCED VIBRATIONS MODEL WITH 2 DEGREES OF FREEDOM OF RIGID CYLINDERS NEAR A FIXED WALL BASED ON WAKE OSCILLATOR

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 06/05/2021

Rafael Fehér

CECS - Centro de Engenharia
Modelagem e Ciências Sociais Aplicadas
Universidade Federal do ABC
Santo André, SP
<http://lattes.cnpq.br/8203288983681015>

Juan Pablo Julca Avila

CECS - Centro de Engenharia
Modelagem e Ciências Sociais Aplicadas
Universidade Federal do ABC
Santo André, SP
<http://lattes.cnpq.br/7182689370592333>

ABSTRACT: When an offshore structure is placed near a boundary, such as the seabed, the vortex shedding from the downstream side of this structure may be not fully developed, affecting the motion of the structure. In the present work, a new wake oscillator model to predict Vortex-Induced Vibrations (VIV) of a rigid cylinder with 2 Degrees of Freedom (2-DOF) initially placed near a fixed wall is proposed. To account for the effects of the fixed wall on the motion of the cylinder, two empirical coefficients, β and η , are coupled to the wake oscillator equation. Gap ratios, defined as the ratio between the distance of the fixed wall to the cylinder, e , and the diameter of the cylinder, D , varying from 0.75 to 2 were simulated on a cylinder exposed to a fluid flow. The empirical coefficients were calibrated using experimental data. After the calibration, using polynomial regression, the

equations to calculate each empirical coefficient as function of the gap ratio were generated. The results of cross-flow reduced amplitude and mean drag coefficient for each gap ratio are presented in function of the reduced velocity and shows to be in good agreement with experimental data.

KEYWORDS: Vortex-Induced Vibrations. Wake Oscillator. Fluid-Structure Interaction. Two Degrees of Freedom Vibrations.

MODELO DE VIBRAÇÕES-INDUZIDAS POR VÓRTICES COM 2 GRAUS DE LIBERDADE DE CILINDROS RÍGIDOS PRÓXIMOS A UMA PAREDE FIXA BASEADO EM OSCILADOR DE ESTEIRA

RESUMO: Quando uma estrutura em alto-mar é instalada próxima a uma fronteira, como o berço do mar, os vórtices desprendidos na região inferior dessa estrutura podem não ser completamente desenvolvidos, afetando o movimento dessa estrutura. No presente trabalho, um novo modelo de oscilador de fluido para prever as Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) de um cilindro rígido com dois graus de liberdade inicialmente colocado próximo a uma parede fixa é proposto. Para modelar os efeitos da parede fixa no movimento do cilindro, dois coeficientes empíricos, β e η , são acoplados à equação do oscilador de fluido. Foram simuladas razões de espaçamentos, definidas como as razões entre a distância do cilindro à parede fixa, e , e o diâmetro do cilindro, D , de 0,75 até 2 em um cilindro exposto a um fluxo de fluido. Os coeficientes empíricos foram calibrados utilizando-se dados experimentais. Após a calibração, utilizando-se regressão

polinomial, as equações para se calcular cada um dos coeficientes empíricos em função da razão de espaçamento foram geradas. Os resultados de amplitude transversal reduzida e coeficiente de arrasto médio para cada razão de espaçamento são apresentados em função da velocidade reduzida e mostram-se estar em boa conformidade com os dados experimentais.

PALAVRAS - CHAVE: Vibrações Induzidas Por Vórtices. Oscilador de Esteira. Interação Fluido-Estrutura. Vibrações com Dois Graus de Liberdade.

1 | INTRODUCTION

When an external fluid flows around bluff structures, such as chimneys, cables that support bridges, antennas, risers etc, an unstable wake is formed behind these structures and the vortices aft them starts to shed. These vortices sheds first from one side of the structure and then from the other side, generating oscillating surface pressures on the structure. If this structure is flexible or flexibly mounted, these oscillating pressures causes the structure to vibrate when the natural frequency of the structure and the frequency of vortex shedding synchronize, in a regime known as lock-in. This phenomenon is known as Vortex-Induced Vibrations (VIV), that can generate excessive loads on the structure and also fatigue damage. For these reasons, this subject has become the focus of many researches and engineers in the past few decades.

For VIV of a cylinder in the absence of a fixed wall, we have valuable works focusing on predict VIV using wake oscillator models with 1-DOF and 2-DOF (Skop and Balasubramanian (1997), Facchinetti et al. (2004), Ogink and Metrikine (2010), Kurushina et al. (2018)). Also, many experiments were conducted (Jauvits and Williamson (2004), Stappenbelt and Lalji (2008), Kang et al. (2016)). Finally, studies were also conducted in the filed of numerical simulations using Computational Fluid Dynamics (Martins and Avila (2019a), Martins and Avila (2019b), Khan et al. (2018)).

Subsea structures, such as pipelines used in oil and gas transmission and power cables, are widely used in the offshore industry. Due to the proximity of the seabed, the motion of these structures are different when compared to the motion of a structure in the absence of a boundary. Facing the importance of comprehending how these structures vibrates when exposed to a fluid flow, many experimental and numerical works were conducted in the past few decades with cylinders placed near a fixed wall.

In the last decades, many experimental studies were carried out to understand VIV of a rigid cylinder with different mass and damping ratios, and also different Reynolds number (Jauvits and Williamson (2004), Stappenbelt and Lalji (2008), Blevins and Coughran (2009), Kang et al. (2016)). In all of the mentioned experiments, the cylinders used are placed in the absence of a plane boundary (in this cases, the bottom of the testing flume or the wind tunnel), such that the boundary does not influence the observed VIV phenomena. Recent studies was also carried out using mathematical models based on wake oscillator, typically

the van der Pol equation, to predict VIV of a rigid cylinder with 1-DOF and 2-DOF (Skop and Balasubramanian (1997), Facchinetti et al. (2004), Ogink and Metrikine (2010), Kurushina et al. (2018)). All of these works focus on solving a set of ordinary differential equations to evaluate the wake variable, commonly represented by q , that models the flow wake behind the cylinder. These studies do not have as main goal to reproduced the physics of the flow-cylinder interaction in detail, which could be achieved by solving the full fluid dynamic equations, as observed by Jin and Dong (2016). Computational Fluid Dynamics (CFD) has been proven to be the best approach to predict the dynamic characters of VIV, and some studies were carried out recently with this purpose (Martins and Avila (2019a), Martins and Avila (2019b), Khan et al. (2018)). Despite its already mentioned proven capability to predict VIV, CFD brings a important issue: their computational cost for simulations at realistic Reynolds numbers (Wu et al. (2012)).

(Bearman and Zdravkovich, 1978) experimentally analysed the flow around a cylinder with gap ratios, e/D , varying from $0 \leq e/D \leq 3.5$ and Reynolds number of $Re = 4.5 \times 10^4$. They observed that, as the gap ratio decreases, the vortex-shedding on the downstream region of the cylinder is suppressed. Also, they observed that the pressure distribution around the cylinder tends to be asymmetric as the gap ratio decreases.

(Barbosa et al., 2017) conducted an experiment with a cylinder allowed to move in both in-line and cross-flow directions, with Reynolds number from $6500 \leq Re \leq 20000$ and gap ratios from $0 \leq e/D \leq 5$. They observed that, for $e/D \geq 2$, the boundary had no influence on the response of the cylinder. On the other hand, for $e/D < 2$ and as long as the cylinder do not touch the boundary, they observed that the amplitude of oscillations tends to decrease when the gap ratio decrease.

Recent experiments were conducted with the cylinder allowed to vibrate only in the cross-flow direction, as the works of (Bing et al., 2009), (Hsieh et al., 2016), (Daneshvar and Morton, 2020) and others.

From the review performed by the authors of the work, only two works considering wake oscillator model to predict VIV of a rigid cylinder near a fixed wall was found. The first one was proposed by (Jin and Dong, 2016). In their work, a wake oscillator model was used to study VIV of a cylinder allowed to move only in the cross-flow direction and initially placed near a fixed wall. The second one was proposed by (Barbosa et al., 2017), in which a two degrees of freedom wake oscillator model was proposed, but during the simulations, the in-line movement of the cylinder was restrained, i.e., set to zero. This implies that the in-line movement of the cylinder have no influence on the cross-flow motion of the cylinder, which results in an one degree of freedom analysis, similarly to the one proposed by (Jin and Dong, 2016).

The absence of wake oscillator models to predict VIV of a rigid cylinder with two degrees of freedom placed near a fixed wall was the main motivation for the present work. Another important motivation is the importance of this phenomenon in the offshore industry.

2 | MODEL DESCRIPTION

Consider a rigid cylinder with diameter D and mass per unit length m . This cylinder is exposed to a uniform fluid flow with density ρ and velocity V . Also, this cylinder is initially placed within a certain distance e from a fixed wall, as depicted in Fig. 1.

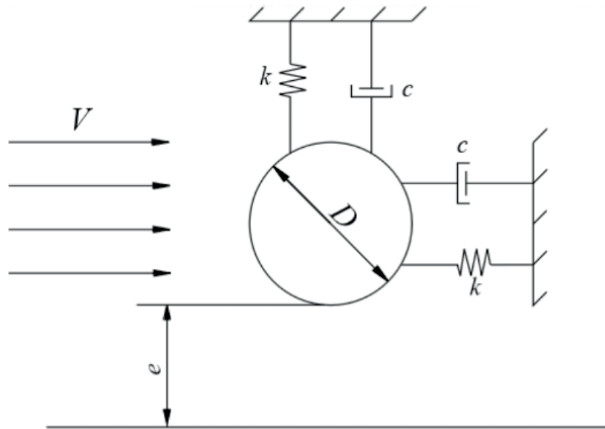


Figure 1: Schematic model of a cylinder with 2-DOF near a fixed wall.

As can be seen in Fig. 1, the cylinder is elastically mounted in the x and y directions through supports with stiffness k and damping coefficient c . The x axis defines the in-line direction, while the y axis defines the cross-flow direction. The governing equations to predict VIV of a rigid cylinder with 2-DOF near a fixed wall, in dimensionless form, are

$$\ddot{x}_n + 2\zeta\Omega_n \dot{x}_n + \Omega_n^2 x_n = \frac{C_{Vx}}{2\pi^3 St^2 (m^* + C_a)}, \quad (1)$$

$$\ddot{y}_n + 2\zeta\Omega_n \dot{y}_n + \Omega_n^2 y_n = \frac{C_{Vy}}{2\pi^3 St^2 (m^* + C_a)}, \quad (2)$$

$$\ddot{q} + \varepsilon(q^2 - 1)\dot{q} + q - \eta(e/D)\kappa\ddot{q} = \beta(e/D)A\ddot{y}. \quad (3)$$

where overdots represents derivatives with respect to dimensionless time $\tau = \frac{t}{\omega_s}$, with t being the time and ω_s the vortex-shedding frequency of the cylinder. All the parameters of the model composed by Eqs. (1), (2) and (3) are presented in Table 1.

Parameter	Definition	Unit
Dimensionless cross-flow displacement of the cylinder, y	$y = \frac{Y}{D}$	-
Dimensionless in-line displacement of the cylinder, x	$x = \frac{X}{D}$	-
Damping ratio of the cylinder in still water, ζ	$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{(m+m_a)k}}$	-
Natural frequency of the cylinder in still water, ω_n	$\omega_n = \frac{k}{(m+m_a)}$	-
Added mass, m_a	$m_a = \frac{C_a \pi D^2 L}{4}$	kg
Potential added mass coefficient, C_a	$C_a = 1$ for circular cylinders	-
Length of the cylinder, L	Input parameter	m
Frequency ratio of the cylinder, Ω_n	$\Omega_n = \frac{\omega_n}{\omega_s}$	-
Vortex-shedding frequency, ω_s	$\omega_s = \frac{2\pi St V}{D}$	$\frac{rad}{s}$
Strouhal number, St	$St = \frac{\omega_s D}{V}$	-
Mass ratio of the cylinder, m^*	$m^* = \frac{m}{m_a}$	-
Wake variable, q	Unknown value of the wake oscillator equation	-
Tuning parameters, ε , κ and A	Obtained empirically	-
Empirical coefficients $\beta(e/D)$ and $\eta(e/D)$	Obtained empirically	-

Table 1: Parameters of the model.

The empirical coefficients $\beta(e/D)$ and $\eta(e/D)$ are added in the wake oscillator equation, Eq. (3), to account for the effects of the fixed wall on the motion of the cylinder. Analysing Eq. (3) it is possible to see that the empirical coefficients will acts as scalar factors of the cross-flow motion of the cylinder, multiplying $\frac{A}{D}\ddot{y}$, and of the in-line motion of the cylinder, multiplying $\frac{\kappa}{D}\ddot{x}q$.

The vortex force coefficients, C_{vX} and C_{vY} , are defined by (Qu and Metrikine, 2020) as

$$C_{vX} = (C_{DM}(1 - 2\pi St\dot{x}) + C_{VL}2\pi St\dot{y}) \sqrt{(1 - 2\pi St\dot{x})^2 + (2\pi St\dot{y})^2} + \alpha C_{VL}^2(1 - 2\pi St\dot{x}) |1 - 2\pi St\dot{x}|, \quad (4)$$

$$C_{vY} = (-C_{DM}2\pi St\dot{y} + C_{VL}(1 - 2\pi St\dot{x})) \sqrt{(1 - 2\pi St\dot{x})^2 + (2\pi St\dot{y})^2}. \quad (5)$$

where C_{DM} is the oscillating mean drag coefficient and C_{VL} is the vortex lift coefficient, defined as $C_{VL} = \frac{qC_{L0}}{2}$, with C_{L0} being the lift coefficient measured on a stationary cylinder. The hydrodynamic parameters utilized during all the simulations in the present work are listed in Tab. 2 and are the same used by Qu and Metrikine (2020).

Parameter	Value	Unit
Oscillating mean drag coefficient, C_{DM}	1.1	-
Lift coefficient measured on the stationary cylinder, C_{L0}	0.3	-
Drag coefficient measured on the stationary cylinder, C_{D0}	1.2	-
Coefficient to generate an oscillating mean drag coefficient of 1.1, α	2.2	-
Density of the water, ρ	1000	$\frac{kg}{m^3}$
Strouhal number, St	0.2	-

Table 2: Hydrodynamic parameters utilized to simulate the VIV model. From (Qu and Metrikine, 2020).

The experimental parameters used by Barbosa et al. (2017) are listed in Tab. 3 and were used to simulate the model of the present work.

Parameter	Value	Unit
Diameter of the cylinder, D	0.04	m
Damping ratio, ζ	0.02	-
Natural frequency of the cylinder in still water, ω_n	8.17	$\frac{rad}{s}$
Mass ratio, m^*	5.5	-

Table 3: Parameters of the experiments performed by Barbosa et al. (2017).

3.1 CALIBRATING THE TUNING PARAMETERS OF THE WAKE OSCILLATOR MODEL

Before the calibration of the empirical coefficients, the tuning parameters, ε , A and κ , of the wake oscillator equation, Eq. (3), needs to be calibrated using experimental data. (Barbosa et al., 2017) observed that, for $e/D > 2$ the influence of the fixed wall on the motion of the cylinder can be neglected. Thus, in the present work, a gap ratio of $e/D = 5$ is used to calibrate the tuning parameters of Eq. (3). Setting $\beta = 1$ and $\eta = 1$, the tuning parameters ε , κ and A are calibrated. The results presented in Fig. 2 are the cross-flow reduced amplitude, $Ay^* = Ay/D$, where Ay is the vibration amplitude in the cross-flow direction, and the mean drag coefficient, $C_x^{(mean)}$. All the results are in function of the reduced velocity, $V_r = \frac{2\pi V}{\omega_n D}$.

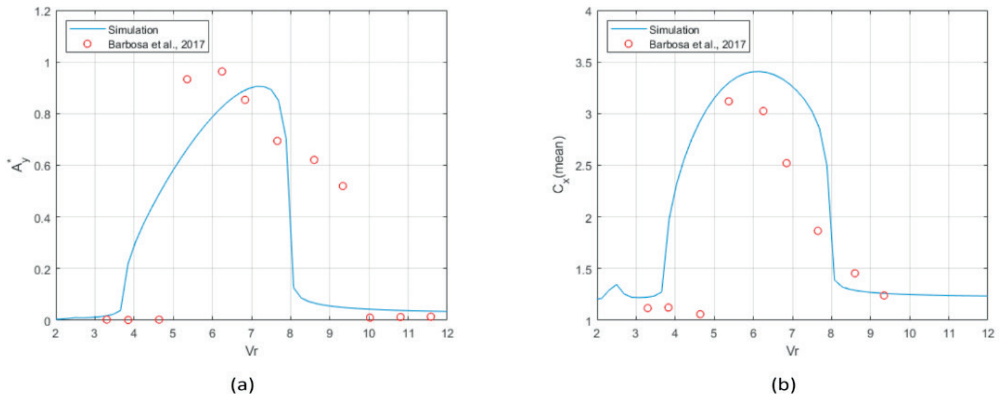


Figure 2: Results obtained by simulating the model with 2-DOF and experimental data from Barbosa et al. (2017) for $e/D = 5$. For (a) cross-flow reduced amplitude and (b) mean drag coefficient.

The tuning parameters used in all the simulations of the present work are, $\varepsilon = 0.1$, $A = 16$ and $\kappa = 3$.

4.1 CALIBRATION OF THE EMPIRICAL COEFFICIENTS OF THE MODEL

The next step is to calibrate the empirical coefficients of Eq. (3), β and η , to account for the effects of the fixed wall on the motion of the cylinder. For this purpose, the Eqs. (1), (2) and (3) are simulated using the parameters from Tabs. 2 and 3 and the experimental data from Barbosa et al. (2017). The gap ratios simulated are in the range of $2 \leq e/D \leq 0.75$. This range is used because, as already mentioned, for $e/D > 2$ the motion of the cylinder is no longer affected by the fixed wall and, for $e/D < 0.75$, the cylinder touched the bottom of the flume during the experiments performed by Barbosa et al. (2017). Due to that constant collisions, the signal of the mean drag coefficient, $C_x^{(mean)}$, was not considered reliable by the authors. Also, the typical motion of the cylinder inside the lock-in range is not present in the experimental result, because there is no symmetry in the signal obtained for the amplitude of vibration of the cylinder in the cross-flow direction, i.e., the values of maximum and minimum amplitudes of vibration are different.

The results presented in Fig. 3 are the cross-flow reduced amplitude, $A_y^* = A_y/D$ and the mean drag coefficient, $C_x^{(mean)}$ for $2 \leq e/D \leq 0.75$. All the results are in function of the reduced velocity.

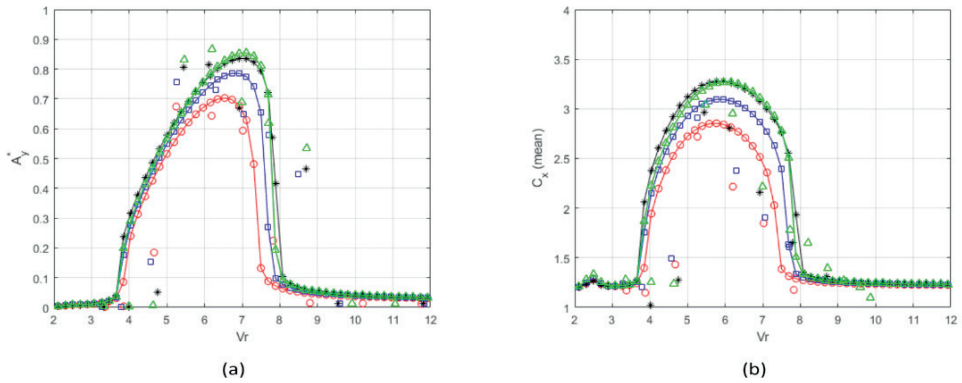


Figure 3: Comparison with 2-DOF experimental data from Barbosa et al. (2017). Solid lines with symbols represents the simulations performed in this work in 2-DOF and experimental data are represented by symbols only. $e/D = 0.75$ (\circ), $e/D = 1$ (\square), $e/D = 1.5$ ($*$) and $e/D = 2$ (\diamond). For (a) cross-flow reduced amplitude and (b) mean drag coefficient.

The trend of the maximum cross-flow reduced amplitude, A_y' , is clearly observed in Fig. 3a. As the gap ratio decreases, the maximum amplitude of vibration also decreases. This is due to the fact that, as the cylinder gets closer to the fixed wall, the shear layer in the downstream portion of the near wake is suppressed, leading to a non-fully development of the vortex shedding phenomenon. This affects the frequency of vortex shedding, ω_s , consequently affecting the lock-in range and maximum amplitude of vibration of the cylinder. For it being a 2-DOF analysis, it is expected that the same trend occurs for the mean in-line drag coefficient, $C_x(\text{mean})$. In fact, observing Fig. 3b, the same trend is visible.

For each gap ratio shown in Fig. 3, a set of empirical coefficients were manually setted by the authors of this work. After this process of calibration, using polynomial regression, the equations to calculate each empirical coefficient as function of the gap ratio was generated. Fig. 4 shows the curves of β and η as function of the gap ratio for $0.75e/D \leq 2$.

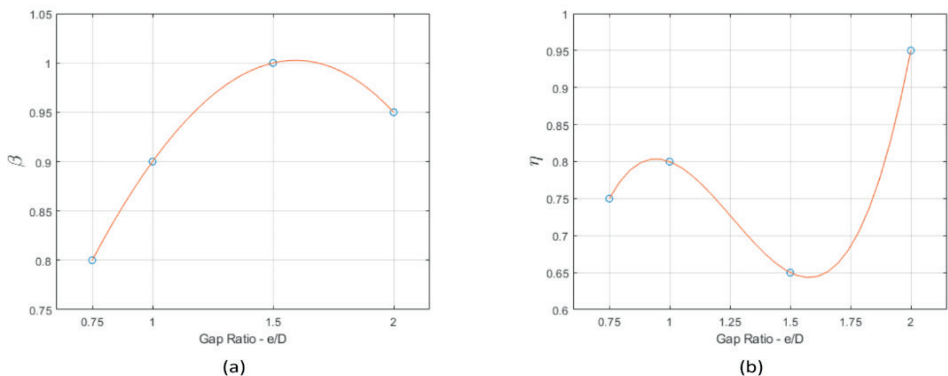


Figure 4: Empirical coefficients (a) β and (b) η as function of the gap ratio.

The equations to calculate β and η as function of the gap ratio are:

$$\beta(e/D) = -0.0267(e/D)^3 - 0.18(e/D)^2 + 0.7767(e/D) + 0.33$$

$$\eta(e/D) = 1.2533(e/D)^3 - 4.74(e/D)^2 + 5.5967(e/D) - 1.31$$

5 | DISCUSSIONS

In the present work, the response of a cylinder placed near a fixed wall was simulated using a new wake oscillator model with 2-DOF, developed from the modification of a wake oscillator model to predict VIV of cylinder in the absence of a fixed wall, where empirical coefficients are added to account for the effects of the fixed wall on the motion of the cylinder. As contribution, the coupled dynamic between the in-line and cross-flow vibrations is considered.

One new information are the equations to calculate the empirical coefficients as function of the gap ratio. As these equations do not depend on the mass and damping ratios of the cylinder, it could be use for any case. It is important to clarify that, for different values of mass and damping ratios, the appropriate procedure is to first calibrate the tuning parameters of the model with experimental data of a cylinder vibrating in the absence of a fixed wall and then calculate each empirical coefficient using Eq. (6) for $\beta(e/D)$ and Eq. (7) for $\eta(e/D)$.

It was observed by Roshko et al. (1975) that an attractive force appears on the cylinder as its gets closer to the fixed wall. This force tends to increases as the gap ratio decreases and, on the fixed wall, a repulsive force appears, and this force have the opposite direction of the motion of the cylinder, meaning that, when this repulsive force increases, as the cylinder gets closer to the bottom, the maximum amplitude of vibration of the cylinder decreases, as can be observed in Figs. 3a. When the cylinder touches the boundary, this force changes direction, now becoming an attractive force. The same trend is observed for the case in which two cylinder are arranged in-line or side by side, where this force appears in each one of the cylinders, and also increases as the gap between one cylinder to another decreases. As for the case of a cylinder near a fixed wall, when these cylinders collides, these forces also change its directions and become repulsive forces. This situation where cylinders are mounted near each other are of great importance in many engineering applications, such as tubes inside heat exchangers, power cable lines, risers etc, and a similar analysis could be conducted to generate a wake oscillator model to predict the response of the cylinder in these situations.

6 | CONCLUSIONS

The present work had as principal goal to propose a new wake oscillator model with 2-DOF to predict VIV of a cylinder near a fixed wall. In general, the model was able to capture the main characteristics of VIV of cylinders near a fixed wall with $m^* = 5.5$ and $\zeta = 0.02$. The empirical coefficients, β and η , to account for the effects of the fixed wall on the motion of the cylinder were obtained by polynomial regression. This allowed the equations to calculate the empirical coefficients as function of the gap ratio to be of any order, and not only of order one, which is an advantage when compare to the model of Jin and Dong (2016), that considered that the empirical coefficients varies linearly with the gap ratio. Although, the empirical coefficients of the present work was considered to vary only with the gap ratio, e/D . For a case in which one would like to simulate the model for a different mass or damping ratios, it will be necessary to first set the tuning parameters from Eq. (3), ε , κ and A for $e/D \geq 2$ and then use the empirical coefficients presented in this work.

Moreover, the model developed is only capable to predict VIV of a circular cylinder with the same mass and damping ratios in both in-line and cross-flow directions.

When new experimental data with different gap ratios become available, it will be possible to refine the equations for the empirical coefficients. This will result in more precise model's responses for $m^* = 5.5$ and $\zeta = 0.02$, an important knowledge in the design of offshore structures near the seabed.

REFERENCES

- Barbosa, J. M., Qu, Y., Metrikine, A. V., and Lourens, E.-M. (2017). Vortex-induced vibrations of a freely vibrating cylinder near a plane boundary: Experimental investigation and theoretical modelling. *Journal of Fluids and Structures*, 69:382–401.
- Bearman, P. W. and Zdravkovich, M. M. (1978). Flow around a circular cylinder near a plane boundary. *Journal of Fluid Mechanics*, 89(1):33–47.
- Bing, Y., Gao, F.-P., Jeng, D.-S., and Wu, Y. (2009). Experimental study of vortex-induced vibrations of a cylinder near a rigid plane boundary in steady flow. *Acta Mechanica Sinica/Lixue Xuebao*, 25:51–63.
- Blevins, R. D. and Coughran, C. S. (2009). Experimental Investigation of Vortex-Induced Vibration in One and Two Dimensions With Variable Mass, Damping, and Reynolds Number. *Journal of Fluids Engineering*, 131(10).
- Daneshvar, S. and Morton, C. (2020). On the vortex-induced vibration of a low mass ratio circular cylinder near a planar boundary. *Ocean Engineering*, 201:107109.
- Facchinetti, M. L., [de Langre], E., and Biotte, F. (2004). Coupling of structure and wake oscillators in vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 19(2):123 – 140.

- Hsieh, S.-C., Low, Y. M., and Chiew, Y.-M. (2016). Flow characteristics around a circular cylinder subjected to vortex-induced vibration near a plane boundary. *Journal of Fluids and Structures*, 65:257 – 277.
- Jauvits, N. and Williamson, C. H. K. (2004). The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping. *Journal of Fluid Mechanics*, 509:23–62.
- Jin, Y. and Dong, P. (2016). A novel wake oscillator model for simulation of cross-flow vortex induced vibrations of a circular cylinder close to a plane boundary. *Ocean Engineering*, 117:57 – 62.
- Kang, Z., Ni, W., and Sun, L. (2016). An experimental investigation of two-degrees-of-freedom viv trajectories of a cylinder at different scales and natural frequency ratios. *Ocean Engineering*, 126:187 – 202.
- Khan, N. B., Ibrahim, Z., Khan, M. I., Hayat, T., and Javed, M. F. (2018). Viv study of an elastically mounted cylinder having low mass-damping ratio using rans model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 121:309 – 314.
- Kurushina, V., Pavlovskaya, E., Postnikov, A., and Wiercigroch, M. (2018). Calibration and comparison of viv wake oscillator models for low mass ratio structures. *International Journal of Mechanical Sciences*, 142.
- Martins, F. A. C. and Avila, J. P. J. (2019a). Effects of the reynolds number and structural damping on vortex-induced vibrations of elastically-mounted rigid cylinder. *International Journal of Mechanical Sciences*, 156:235 – 249.
- Martins, F. A. C. and Avila, J. P. J. (2019b). Three-dimensional cfd analysis of damping effects on vortex-induced vibrations of 2dof elastically-mounted circular cylinders. *Marine Structures*, 65:12 – 31.
- Ogink, R. H. M. and Metrikine, A. V. (2010). A wake oscillator with frequency dependent coupling for the modeling of vortex-induced vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 329(26):5452 – 5473.
- Qu, Y. and Metrikine, A. (2020). A single van der pol wake oscillator model for coupled cross-flow and in-line vortex-induced vibrations. *Ocean Engineering*, 196:106732.
- Roshko, A., Steinolfson, A., and Chattoorgoon, V. (1975). Flow forces on a cylinder near a wall or near another cylinder. In *Proceedings of the 2nd US Nation conference on wind engineering research, Fort Collins, Paper IV-15*.
- Skop, R. A. and Balasubramanian, S. (1997). A new twist on an old model for vortex-excited vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 11(4):395 – 412.
- Stappenbelt, B. and Lalji, F. (2008). Vortex-induced vibration super-upper response branch boundaries. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 18.
- Wu, X., Ge, F., and Hong, Y. (2012). A review of recent studies on vortex-induced vibrations of long slender cylinders. *Journal of Fluids and Structures*, 28:292 – 308.

AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE UM COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO ECCÊNTRICO

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 05/05/2021

Mavd de Paula Ribeiro Teles

Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica
Campinas- São Paulo
<http://lattes.cnpq.br/5030592589867588>

Kamal Abdel Radi Ismail

Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica
Campinas- São Paulo
<http://lattes.cnpq.br/2741276950055207>

RESUMO: O modelo de coletor utilizado nesse estudo possui um absorvedor posicionado excentricamente, uma película refletiva na parte interna inferior do envelope e vácuo no espaço entre envelope e absorvedor. O modelo proposto baseia-se nas equações de conservação de massa, momentum e energia e as discretiza utilizando método de volumes finitos. Um código numérico foi desenvolvido para avaliar os parâmetros desejados. O código foi validado com dados experimentais e numéricos de outros estudos. A influência de parâmetros como absorvidade do absorvedor, refletividade da superfície refletiva e raio do absorvedor em relação a eficiência foram avaliados. Efeitos de sistemas de rastreamento do sol na eficiência também foram avaliados. Os resultados mostraram que uma queda de 20% na absorvidade do absorvedor gera 15% de redução da eficiência

do coletor.

PALAVRAS - CHAVE: Energia solar, Método de volumes finitos, Energia renovável.

PARAMETERS EVALUATION OF AN ECCENTRIC EVACUATED TUBE SOLAR COLLECTOR

ABSTRACT: The studied model collector has an absorbing tube eccentrically positioned inside a glass cover tube which has a reflective film insert on its inner surface and vacuum in eccentric annular space. The proposed model is based on the conservation equations of mass, momentum and energy and discretized by using the finite volumes method. A home-built numerical code is developed to evaluate the desired parameters. This code is validated against available experimental and numerical results. The influence on the efficiency of parameters such as absorptivity of the absorber tube, reflectivity of the reflecting surface and radius of the absorber tube will be evaluated. Effects of the tracking systems in the thermal efficiency are also evaluated. The results showed that a 20% drop in the absorber's absorptivity can generate a 15% reduction in collector efficiency.

KEYWORDS: Solar energy, Finite volume method, Renewable energy.

1 | INTRODUCTION

The Paris agreement has established a commitment among countries to keep the global average temperature rise at well below 2 °C above pre-industrial levels. One of the sectors

with the highest percentage of contribution to this goal is the energy sector. Due to its high availability, solar energy has a large share of contribution in the energy sector. The solar energy can be used to generate electric power, heat and also for cooling. According to Chopra et al. (2018) among numerous applications of solar energy, water heating, space heating and cooling are consuming more energy and among all thermal collectors for low/medium temperature, the evacuated tube collector have the best efficiency. However, according to Sabiha et al. (2015) there are still challenges and developments that need to be developed to make solar energy competitive, such as the efficiency of energy collected and storage.

A quick literature review shows that evacuated tube solar collectors received a lot of research attention which led to models and diversified applications. For example, Singh et al. (2013) in a solar still integrated with evacuated tube collector in natural mode and the variation of instant overall energy and exergy efficiencies found is the range of 5.1–54.4% and 0.15–8.25% respectively. Sharma and Diaz (2011) investigated numerically the thermal performance of a solar collector based on minichannel. The minichannel-based collector generates an increase in heat transfer area between the absorber and the working fluid and the decrease in absorber resistance of the minichannel-based collector this generate an increase in efficiency in comparison with other collectors' models.

Mahbubul et al. (2018) analyzed the effect of Single Walled Carbon Nanotube-water nanofluid on the efficiency of evacuated tubes solar collectors. Efficiency using water without addition of nanofluid showed a 56.7% efficiency result. Already using nanofluid 0.2 vol% for the same operating conditions resulted in an efficiency 66%. This result shows that the use of nanofluid can be very promising for enhance the efficiency of solar collectors.

A evacuated tube solar collector with multifunctional absorber layers and Phase Change Material (PCM) was developed by Sobhansarbandi et al. (2017) to improve the efficiency. The addition of Carbon Nanotube sheets provide a near ideal black body surface, absorbing a maximum of 98% of solar light striking the surface. Applying PCM during the sunshine hours, the temperature remains around the constant value. During off sunshine hours, the PCM can delay the cooling rate of water by releasing stored latent heat energy, that can result in providing hot water to the demand side in cloudy days or when the solar radiation is insufficient.

Papadimitratos et al. (2016) performed an experimental new method of integrate PCM in evacuated tube solar collectors. In this proposed solar collector, the heat pipe is immersed in the PCM. The benefit of this method includes improved functionality by delayed release of heat. The results from showed efficiency improvement of 26% and 66% for the stagnation mode, compared with standard solar water heaters.

Martínez-Rodríguez; Fuentes-Silva and Picón-Núñez (2018) namely: a proposed a network of solar collectors as an association of heat transfer devices whose purpose is to deliver a working fluid at a specified temperature to meet a given heat load. This approach

could be used at early design stages for assessing the cost benefit of the integration of solar energy into low energy intensity processes.

This study investigates the parameters on a low concentration evacuated tube solar collector. It will be developed a mathematical model to represent the physical phenomena and predict the thermal performance of the collector. The solar collector is composed of an absorber tube set up eccentrically relative to the cover tube and between them exists vacuum. The underside of the cover tube has an internal reflective film responsible for the concentration of solar irradiation. The mathematical model is formulated based on the conservation equations (mass, momentum and energy) and discretized using the finite volume method. A numerical code is developed, tested and the numerical predictions are validated with available experimental results. The numerical code is used to investigate several parameters (absorptivity of the absorber, reflectivity of the reflective film and radius of the absorber) of the evacuated tube solar collector for the city of Campinas, Brazil. The results are presented and discussed.

2 | MATHEMATICAL MODEL

The model is composed of an external transparent tube that cover eccentrically the copper tube absorber, between them exists vacuum (Fig. 1). The cover tube has a reflective film on the internal surface of the bottom side. The reflective film reflects the incident solar radiation on the absorber tube. The eccentricity associated with the reflective film creates a concentrating effect of solar radiation at the absorber which increases the working temperature of the absorber of the collector. The presence of vacuum between the cover and the absorber helps reducing the radiation and convection losses. The absorber tube has a film on its surface to enhance absorbing solar radiation.

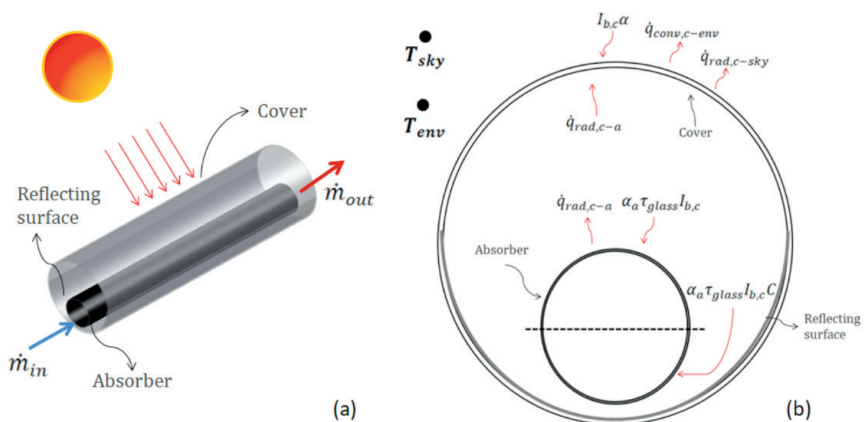


Figure 1. Scheme of the cover tube and absorber; (a) complete set; (b) collector cross-section showing the absorber and energy fluxes (TELES; ISMAIL; ARABKOOHSAR, 2019).

In Fig. 1 (b) the terms: $\dot{q}_{conv,c-env}$ refers to convection heat transfer between the transparent cover and the environment; $\dot{q}_{rad,c-sky}$ refers to radiation heat transfer between the transparent cover and the sky; $\dot{q}_{rad,c-a}$ refers to radiation between the cover and the absorber; $\alpha_a \tau_{glass} I_{b,c}$ refers to intercepted solar irradiation by the collector in a determined slope angle; $I_{b,c} \alpha$ refers to the solar irradiation absorbed by the cover and $\alpha_a \tau_{glass} I_{b,c} C$ refers to concentrated solar irradiation intercepted by the collector in a determined slope angle. The specific variables are: α_a refers to the absorptivity of the absorber, $I_{b,c}$ solar irradiation intercepted by the collector plane, a refers to the absorptivity of the cover, τ_{glass} refers to the transmissivity of the glass cover and C refers to the concentration.

2.1 Parameters of the collector

The collector is composed of a glass cover, copper absorber and the working fluid is Therminol 66. All thermal properties of the different elements were obtained from Kreith; Manglik and Bohn (2011) and Solutia Europe S.A. (2018), respectively. The tracking system of the collector is one axis following monthly the solar declination δ_s (annual cycle $\delta_s = \pm 23.5^\circ$ during the year) in approximate form. This type of tracking utilizes the representative day of each month where the best declination angle is calculated and applied manually to the tracking mechanism instead of using automatic system which means additional cost. The collector orientation and the incidence angles were calculated for the city of Campinas, Brazil (Table 1) following Duffie and Beckman (2013), Goswami; Kreith and Kreider (2000) and Teles; Ismail and Arabkoohsar (2019). The negative values mean that the collector is facing the south while positive angles means facing the north.

Month	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	May	Jun.
Day	17	16	16	15	15	11
θ (°)	1.9	9.8	20.4	32.2	41.6	45.9
Month	Jul.	Aug.	Sep.	Oct.	Nov.	Dec.
Day	17	16	15	15	14	10
θ (°)	44	36.3	25	13.2	3.9	-0.2

Table 1. Collectors slope to the representative day of the month for the city of Campinas.

The dimensions of the solar collector are shown in Table 2, where the specific variables are: $R_{c,ext}$ refers to the external cover's radius, $R_{c,int}$ refers to the internal cover's radius, $r_{a,ext}$ refers to the external absorber's radius, $r_{a,int}$ refers to the internal absorber's radius and L_c refers to the length of the collector.

$R_{c,ext}$ (m)	$R_{c,int}$ (m)	$r_{a,ext}$ (m)	$r_{a,int}$ (m)	L_c (m)	Concentration ratio (C)
0.05	0.0484	0.024	0.0224	1.8	2.083

Table 2. Parameters of the model of the solar collector.

2.2 Formulation and Numerical treatment

The developed mathematical is based on the conservation equations in permanent regime of mass, momentum and energy. The thermo-physical properties of the constructive materials of the collector and the working fluid are assumed independent of the temperature except for the fluid density and viscosity which are allowed to vary with temperature. The collector and tubes extremities (entry and exit of the working fluid) are considered adiabatic. The fluid flow regime is considered laminar and the fluctuation forces are calculated from Boussinesq's approximation. Considering the hypotheses, the conservation equations for the domain:

Continuity:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} = 0. \quad (1)$$

Momentum:

$$u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right) + (\rho_{ref} - \rho) g \sin(\theta). \quad (2)$$

$$u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \frac{v}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right) + (\rho_{ref} - \rho) g \cos(\theta). \quad (3)$$

Energy:

$$u \frac{\partial(\rho T)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho T)}{\partial r} = \frac{k}{cp} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) + \frac{S}{cp}. \quad (4)$$

The variables are: ρ refers to density (kg/m³), u refers to the velocity in x-axis (m/s), v refers to the velocity in r-axis (m/s), P refers to the pressure (Pa), μ refers to the dynamic viscosity N s/m², ρ_{ref} refers to density of reference, g refers to the gravity (m/s²), T refers to the temperature (K), k refers to thermal conductivity (W/mK), cp refers to the specific heat (J/kg K) and S is the source term.

The general equation for steady-state regime that represents all conservation equations according to Patankar (1980) PATANKAR, 1980 can be expressed as:

$$\vec{\nabla}(\rho \vec{V} \phi) = \vec{\nabla}(\Gamma \vec{\nabla} \phi) + S. \quad (5)$$

The variables are: $\vec{\nabla}$ refers to divergent, \vec{V} refers to the vector velocity, ϕ refers to the generic extensive property and Γ refers to the diffusive coefficient.

The fluxes of energy incident and reflected from the collector elements are shown in Fig. 1 and are the same as used by Teles; Ismail and Arabkoohsar (2019). The equations which define the boundary conditions in the North (M) and in the south (1) of the glass cover are, respectively:

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_M = \alpha_{glass} I_{b,c} + \varepsilon \sigma (T_{sky}^4 - T_M^4) + h_{conv,c-sky} (T_{env} - T_M). \quad (6)$$

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_1 = F_{2-1} \varepsilon \sigma (T_{absorber}^4 - T_1^4). \quad (7)$$

The variables are: ε refers to emissivity, σ refers to the Stefan-Boltzmann constant [W/(m²K⁴)], T_{env} refers to the environment temperature, h refers to the heat transfer coefficient [W/(m²K)] and F refers to the shape factor.

The boundary conditions of the glass cover for the West (1) and east (N) are respectively:

$$T(N, r) = T(N - 1, r). \quad (8)$$

$$T(1, r) = T(2, r). \quad (9)$$

The absorber according to Fig. 1 has one half is subject to concentration effect while the upper half does not receive any concentration effect. Hence there are two north boundary conditions represented by the equations:

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_M = C \alpha_a \tau_{glass} I_{b,c} + F_{2-1} \varepsilon \sigma (T_{cover}^4 - T_M^4). \quad (10)$$

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_M = \alpha_a \tau_{glass} I_{b,c} + F_{2-1} \varepsilon \sigma (T_{cover}^4 - T_M^4). \quad (11)$$

The south of the absorber is considered adiabatic because of the symmetry, and the equations which represent the boundary conditions in the south, east and west are:

$$T(x, 1) = T(x, 2). \quad (12)$$

$$T(N, r) = T(N - 1, r). \quad (13)$$

$$T(1, r) = T(2, r). \quad (14)$$

The initial conditions, the fluid and other elements were considered initially at ambient temperature. The initial fluid velocity is equal to $u_{initial} = 0.005$ (m/s), while in the solid region $u=v=0$. All properties and empirical coefficients were adopted from Teles; Ismail and Arabkoohsar (2019).

The equations of the mathematical model and the associated boundary and initial conditions are treated numerically by using the method of finite volumes in the axial and radial directions for the different segments of the proposed evacuated tube collector. The segments include the glass cover and the absorber with and without concentration of the solar irradiation as in Teles; Ismail and Arabkoohsar (2019). The power law is the discretization scheme used for the convective and diffusive terms. The numerical code is written in FORTRAN and the algorithm SIMPLE was used to couple the pressure and velocity. The TDMA line-by-line (Tri-Diagonal Matrix Algorithm) method was used to solve the equations. The chosen computational grid is uniform and the solid fluid interface coincide with the faces of the control volume. The iteration process starts at an arbitrary time and the convergence criterion is satisfied by Eq. (14).

$$\sum_{i,j} \left| \frac{\phi_{ij}^n - \phi_{ij}^{n+1}}{\phi_{ij}^n} \right| \leq \xi. \quad (14)$$

Where ϕ can be the variables u , v , T or P . The index n is the iteration order and the value of ξ chosen as 10^{-6} .

A fair number of tests were done to select the optimum grid and the most suitable grid is found to be 22×13 for the absorber.

2.3 Validation

The experimental results of Kim; Han and Seo (2008) were used to validate the present numerical model since both collectors have low concentration ratio and eccentric absorber tube with direct fluid flow, but the collector simulated by Kim; Han and Seo (2008) had a second glass cover. Fig. 2 shows the cross sections of the two collectors and the heat and radiation fluxes.

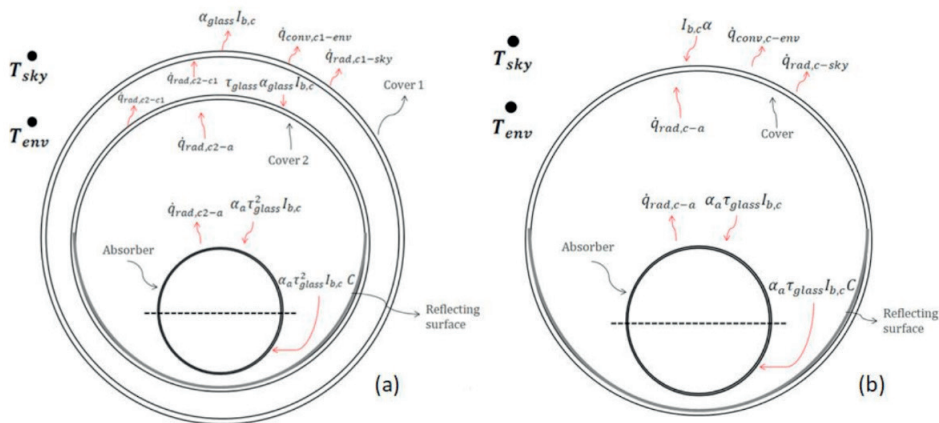


Figure 2. Collectors cross-section with the absorber and the specified boundary conditions (a) reference collector, (b) present model (TELES; ISMAIL; ARABKOOHSAR, 2019).

Figure 3 shows a comparison between the present predicted heat flux and collector outlet temperature with those obtained from Kim; Han and Seo (2008) showing relatively good agreement with error of about 0.36% for the temperature and about 2% for the heat flux.

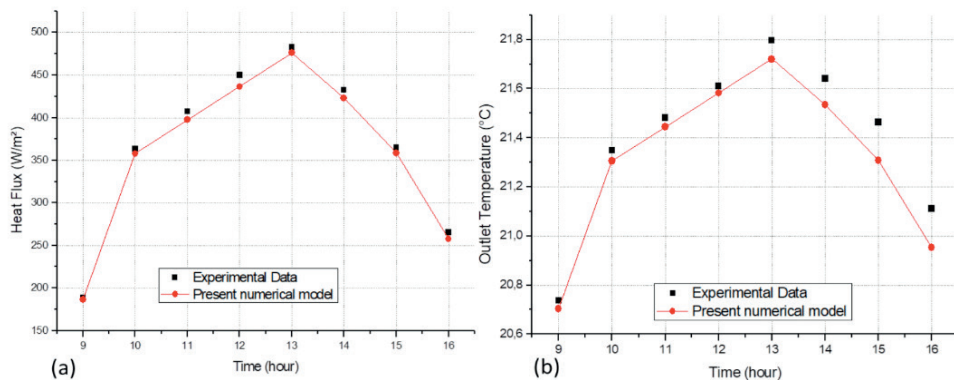


Figure 3. Comparison of the heat flux and the fluid outlet temperatures from the present predictions with the results from Kim; Han and Seo (2008).

3 | RESULTS AND DISCUSSION

The simulations conducted for the representative day of December in the period from 9h to 16 h, are presented in Table 1 for the city of Campinas. The simulations were done to test the one-axis tracking system (declination cycle $\pm 23.5^\circ$). Evaluation included the effects on the efficiency of the absorber diameter, absorptivity of the film and reflectivity

of the reflecting surface.

3.1 Degradation's effects of the reflective film

The reflecting surface is placed in the internal part of the cover and is responsible for part of the solar irradiation on the absorber's collector. Hence, the degradation of the surface reflectivity (ρ_0) directly impacts the efficiency of the solar collector. Fig. 4 shows simulation results for the hourly efficiency for different values of reflectivity.

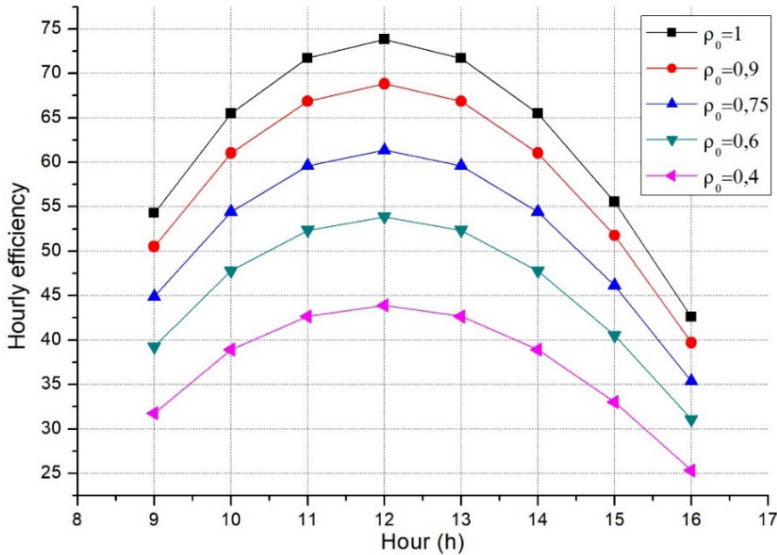


Figure 4. Hourly efficiency for different values of the reflective film.

The degradation of the reflectivity significantly reduces the collector efficiency, a difference of $\Delta\rho_0 = 0.4$ causes a reduction of 19% in the collector efficiency. This analysis also allows to measure other aspects of low concentration ratio. Different models of concentrating collectors have low efficiency because they don't have small concentration. Kim; Han and Seo (2008) evaluated different models of evacuated tube solar collectors and concluded some of these collectors without concentration showed maximum efficiency of about 65%.

3.2 Degradation's effects of the absorber film

The degradation of the absorptivity of the absorbing film reduce the collector efficiency. Simulations of the hourly efficiency for various values of film absorbance are shown in Fig. 5. As one can observe the influence of the absorptivity of the film is stronger on the reduction of the hourly efficiency than the reflectivity of the reflecting surface. A reduction of $\Delta a = 0.4$ reduce the collector efficiency by about 28%. Hence it is imperative to choose a film with high absorptivity to ensure high thermal performance of the collector.

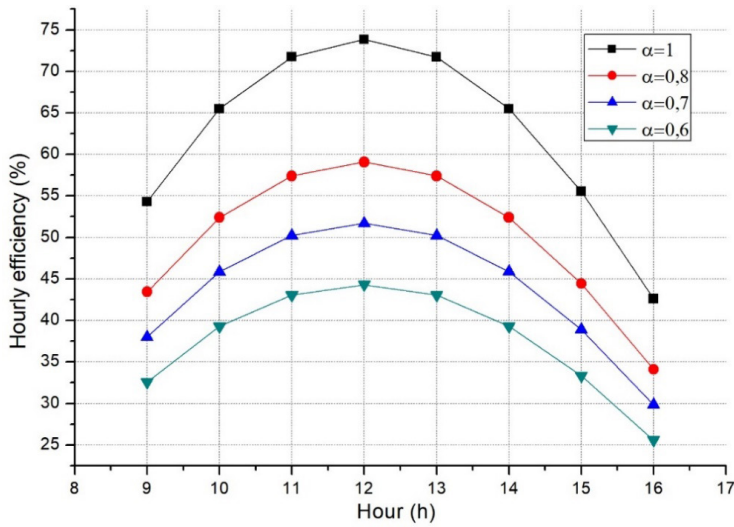


Figure 5. Hourly efficiency for different values of the absorptivity of the absorber film.

3.3 Effect of the absorber diameter

To illustrate the effect of the diameter of the absorber tube on the efficiency of the collector simulations were done for three tube diameters keeping other variables unchanged as the mass flow rate of the working fluid. Few simulations were done varying the absorber's diameter for 0.048, 0.044, and 0.040m, while keeping the radius of the cover as $R_{c,ext} = 0.05m$, as shown in Fig. 6.

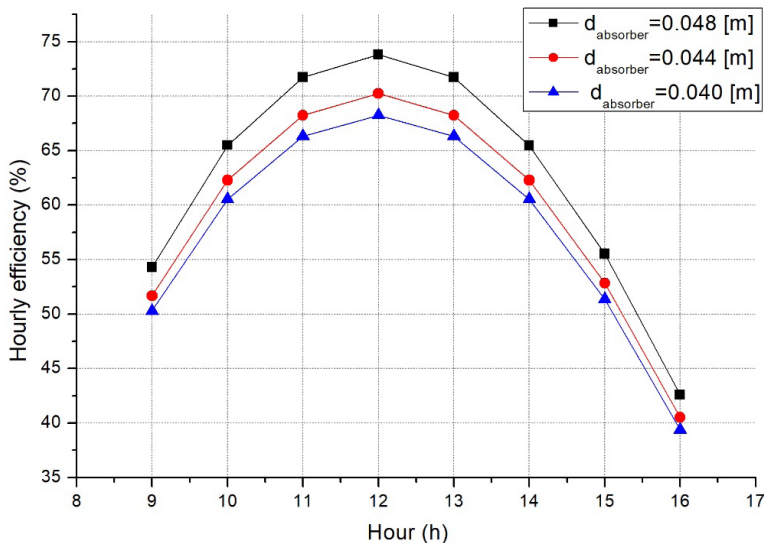


Figure 6. Hourly efficiency for different values of the absorber radius.

As can be seen, reducing the absorber diameter reduce the hourly efficiency of the collector by about 2%. The reduction of the absorber diameter while keeping the flow rate of the working fluid constant increases the surface temperature of the absorber. This increases radiation to the covering cover and external ambient and consequently increases the thermal losses.

Also increasing the diameter of the absorber while keeping the mass flow rate constant decreases the Reynolds number and consequently the internal heat transfer coefficient which leads to lower heat gain and lower surface temperature which favors less energy loss and hence better efficiency.

4 | CONCLUSIONS

This paper reports the results of a numerical study to investigate the effects of the variation of the absorptivity of the absorber, reflectivity of the reflective surface and diameter of the absorber on the hourly efficiency of the evacuated tube eccentric solar collector. The numerical code based on the developed model was optimized and validated against available experimental results showing good agreement with error of 2% in the heat flux and 0.36% in the outlet temperature of the working fluid.

Simulations were performed to investigate the effects of the degradation of the reflectivity of the reflective film, degradation of the absorptivity of the absorber tube and effect of the diameter of the absorber on the hourly efficiency of the collector.

Degradation of the reflectivity of the film can reduce significantly the hourly efficiency of the solar collector. A reduction of $\Delta\rho_0 = 0.4$ is found to reduce the efficiency of the collector by 19%. This means it is important to replace the film when achieving this poor performance.

Degradation of the absorptivity of the absorber impairs significantly the thermal performance of the collector. It is found that a decrease of $\Delta\alpha = 0.4$ reduces the hourly efficiency by 28%.

The effect of the diameter of the absorber has great significance to collectors with internal concentration as the proposed collector. For the investigated absorber diameters, a reduction of about 2% in the hourly efficiency is observed.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thank the Fundação de Amparo à Pesquisa e ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Maranhão (Fapema) for the doctorate grant [grant number BD-08373/17] and the second author wishes to thank the Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) for the PQ Research Grant 304372/2016-1.

REFERENCES

- CHOPRA, K. et al. Global advancement on experimental and thermal analysis of evacuated tube collector with and without heat pipe systems and possible applications. **Applied Energy**, v. 228, p. 351–389, 2018.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. 4. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2013.
- GOSWAMI, D. Y.; KREITH, F.; KREIDER, J. F. **Principles of solar engineering**. 2. ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 2000.
- KIM, Y.; HAN, G. Y.; SEO, T. An evaluation on thermal performance of CPC solar collector. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 35, n. 4, p. 446–457, 2008.
- KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. **Principles of heat transfer**. 7. ed. Stamford: Cengage Learning, 2011.
- MAHBUBUL, I. M. et al. Carbon nanotube nanofluid in enhancing the efficiency of evacuated tube solar collector. **Renewable Energy**, v. 121, p. 36–44, 2018.
- MARTÍNEZ-RODRÍGUEZ, G.; FUENTES-SILVA, A. L.; PICÓN-NÚÑEZ, M. Solar thermal networks operating with evacuated-tube collectors. **Energy**, v. 146, p. 26–33, 2018.
- PAPADIMITRATOS, A. et al. Evacuated tube solar collectors integrated with phase change materials. **Solar Energy**, v. 129, p. 10–19, 2016.
- PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. USA: Hemisphere Pub. Corp., 1980.
- SABIHA, M. A. et al. Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 1038–1054, 2015.
- SHARMA, N.; DIAZ, G. Performance model of a novel evacuated-tube solar collector based on minichannels. **Solar Energy**, v. 85, n. 5, p. 881–890, 2011.
- SINGH, R. V. et al. Performance of a solar still integrated with evacuated tube collector in natural mode. **Desalination**, v. 318, p. 25–33, 2013.
- SOBHANSARBANDI, S. et al. Evacuated tube solar collector with multifunctional absorber layers. **Solar Energy**, v. 146, p. 342–350, 2017.
- SOLUTIA EUROPE S.A. **Therminol 66 Thermal Properties**. Disponível em: <<http://twf.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>>. Acesso em: 1 maio. 2018.
- TELES, M. DE P. R.; ISMAIL, K. A. R.; ARABKOOHSAR, A. A new version of a low concentration evacuated tube solar collector: Optical and thermal investigation. **Solar Energy**, v. 180, n. January, p. 324–339, 2019.

CAPÍTULO 8

RADIÔMETRO SOLAR DE BAIXO CUSTO USANDO A PLATAFORMA ABERTA ARDUINO

Data de aceite: 01/07/2021

Elson Avallone

Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de São Paulo
Câmpus Catanduva-SP
<http://lattes.cnpq.br/4406895105042349>

Cristiano Pansanato

Universidade Estadual Paulista “Júlio de
Mesquita Filho”-UNESP/FEB
Centro Universitário de Bauru - ITE
<http://lattes.cnpq.br/1347258262140551>

Átila Negretti Faro

Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de São Paulo
Câmpus Catanduva-SP
<http://lattes.cnpq.br/0439729681821879>

Dionísio Igor Alves da Silva

Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de São Paulo
Câmpus Catanduva-SP
<http://lattes.cnpq.br/1122328724580027>

Jhonatas Wendel da Silva

Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de São Paulo
Câmpus Catanduva-SP
<http://lattes.cnpq.br/9342909284766113>

Guilherme Biazzi Gonçalves

Universidade Estadual Paulista “Júlio de
Mesquita Filho”-UNESP/FEB
<http://lattes.cnpq.br/0530801004584857>

Mário César Ito

Universidade Estadual Paulista “Júlio de
Mesquita Filho”
UNESP/FEB
<http://lattes.cnpq.br/3840103779844613>

Rafael Paiva Garcia

Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de São Paulo
Câmpus Birigui-SP
<http://lattes.cnpq.br/4757056311892116>

Paulo César Mioralli

Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de São Paulo
Câmpus Catanduva-SP
<http://lattes.cnpq.br/7954830438234781>

RESUMO: Há muito tempo a humanidade tem estudado a energia solar. Este trabalho apresenta o desenvolvimento, montagem, construção e calibração de um radiômetro solar de baixo custo, instrumento utilizado nas medições da radiação solar. O instrumento utiliza o princípio de que a irradiação incidente sobre uma placa absorvedora está relacionada com a diferença de temperatura dessa placa com o ambiente. Foram utilizados dois sensores de temperaturas digitais do tipo DS18B20 Dallas e uma placa Arduino, com programação especificamente desenvolvida para o projeto. O radiômetro apresenta um resultado semelhante a um sensor comercial com um índice de confiança de 95%. A grande vantagem desse equipamento é a confiabilidade aliada ao baixo custo de produção, com valor médio de US\$ 70,00 em contraponto a um valor

aproximado de US\$ 2000,00 de um sensor comercial.

PALAVRAS - CHAVE: Radiômetro; Piranômetro; Instrumentação; Radiação térmica; Arduino.

LOW-COST SOLAR RADIOMETER USING THE ARDUINO OPEN SOURCE PLATFORM

ABSTRACT: Humanity has long studied solar energy. This work presents the development, assembly, construction and calibration of a low-cost solar radiometer, an instrument used in the measurements of solar radiation. The instrument uses the principle that the irradiation incident on an absorber plate is related to the temperature difference of that plate with the environment. Two DS18B20 Dallas digital temperature sensors and an Arduino board were used, with programming specifically developed for the project. The radiometer shows a result similar to a commercial sensor with a 95% confidence index. The great advantage of this equipment is the reliability combined with the low cost of production, with an average value of US\$ 70.00 compared to a commercial sensor with an approximate value of US\$ 2000.00.

KEYWORDS: Radiometer; Pyranometer; Instrumentation; Thermal radiation; Arduino.

NOMENCLATURA

Símbolo	Descrição	Unidade
h_{ar}	Coeficiente de transferência de calor do ar	$[W/(m^2 \cdot K)]$
$h_{rad,ext}$	Coeficiente de transferência de calor por radiação externa	$[W/(m^2 \cdot K)]$
$h_{rad,int}$	Coeficiente de transferência de calor por radiação interna	$[W/(m^2 \cdot K)]$
h_{rad}	Coeficiente de transferência de calor por radiação	$[W/(m^2 \cdot K)]$
A_{vidro}	Área transversal do vidro	$[m^2]$
K_{vidro}	Condutividade térmica do vidro	$[W/(m \cdot K)]$
$R_{cond,vidro}$	Resistência térmica por condução no vidro	$[K/W]$
R_{cond}	Resistência térmica por condução	$[K/W]$
$R_{conv,ext}$	Resistência térmica externa por convecção	$[K/W]$
$R_{conv,int}$	Resistência térmica interna por convecção	$[K/W]$
R_{conv}	Resistência térmica por convecção	$[K/W]$
R_{equiv}	Resistência térmica equivalente	$[K/W]$
$R_{paralelo,externa}$	Resistência térmica externa em paralelo	$[K/W]$
$R_{paralelo,interna}$	Resistência térmica interna em paralelo	$[K/W]$
$R_{rad,ext}$	Resistência térmica externa por radiação	$[K/W]$
$R_{rad,int}$	Resistência térmica interna por radiação	$[K/W]$

R_{rad}	Resistência térmica por radiação	[K/W]
T_{∞}	Temperatura ambiente	[K] ou [°C]
T_{disco}	Temperatura do disco absorvedor	[K] ou [°C]
$T_{vidro,int}$	Temperatura interna do vidro	[K]
$T_{vidro,ext}$	Temperatura externa do vidro	[K]
T_{viz}	Temperatura da vizinhança	[K]
q_{perdas}	Taxa de calor total perdida	[W]
$q_{rad,solar}$	Taxa de radiação solar incidente	[W]
ε_{ext}	Emissividade externa	[adimensional]
ε_{int}	Emissividade interna	[adimensional]
L	Espessura do vidro	[m]
Rad	Radiação solar	[W/m ²]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/(m ² .K ⁴)]

1 | INTRODUÇÃO

A radiação solar incidente na Terra desempenha grande papel em muitas atividades como a agricultura (SANTOS, 2015), arquitetura e engenharia, sendo que o planejamento energético e o seu conhecimento são de suma importância para o desenvolvimento econômico e em pesquisas dessas atividades (MARTINS; PEREIRA; ECHER, 2004).

O radiômetro, também conhecido por piranômetro, é um dispositivo que mede a irradiação incidente em uma determinada superfície. O primeiro radiômetro foi desenvolvido em 1873 pelo químico inglês Sir William Crookes (RINO; STUDART, 2007; SOARES *et al.*, 2005) apresentando, desde então, um grande desenvolvimento tecnológico, com instrumentos mais eficazes, capazes de medir a radiação global, direta, refletida e também a radiação difusa (MAGARREIRO; FREITAS; BRITO, 2016; PEREIRA; MARTINS; GONÇALVES, 2017).

Diversos são os meios para a medição da irradiação, tais como o uso de termopilhas de filmes (ESCOBEDO *et al.*, 1997; SOUZA; ESCOBEDO, 1995), ou por medição direta utilizando fotodiodos ou sensores fotovoltaicos (BAJONS; WERNHART; ZEILER, 1998; ITO *et al.*, 2017). Outra técnica é o uso do princípio de que a irradiação sobre uma placa absorvedora está relacionada com a diferença de temperatura dessa placa com a vizinhança (AVALLONE *et al.*, 2016, 2018; GARCIA *et al.*, 2018; GOMES; FERREIRA; RUANO, 2011; PANSANATO *et al.*, 2018).

Nos trabalhos desenvolvidos por Avallone *et al.* (2016) e Avallone *et al.* (2018) são descritos os processos de construção, equacionamento do balanço térmico e calibração de um radiômetro térmico utilizando termopares do tipo “K” ligados em série utilizando um disco de alumínio enegrecido como superfície absorvedora do fluxo solar, apresentando um erro de 20,8 W/m² e coeficiente de correlação de 99%.

Baseados no mesmo dispositivo, Garcia *et al.* (2018) e Pansanato *et al.* (2018), ambos apresentados no congresso ENCIT, utilizaram os sensores de temperatura LM35 e

DS18B20, respectivamente. Segundo Martinazzo; Orlando (2016) a vantagem no uso do sensor DS18B20 em relação ao LM35 é o fato de não haver a necessidade de conversão do sinal analógico para o digital. Ressalta-se que o sensor LM35 não exige o uso de conversor analógico-digital, porém o seu uso é comumente utilizado, pois viabiliza o uso de cabos de maiores extensões.

A grande dificuldade na aquisição de radiômetros é o alto custo, variando entre US\$ 350,00 para os instrumentos fotovoltaicos e US\$ 2000,00 para os sensores térmicos, sendo que os térmicos apresentam a capacidade de captação do espectro total da radiação solar (BARTINIKOWSKY *et al.*, 2016; VILELA, 2010).

Utilizando como base estes estudos anteriores, este trabalho tem por objetivo construir e avaliar o funcionamento de um radiômetro solar, com o princípio da diferença de temperaturas, usando sensores digitais DS18B20 Dallas, que possuem um preço acessível, mantendo uma boa eficiência para aplicações que não demandam alta precisão.

2 | MATERIAL E MÉTODOS

Baseado nos estudos realizados por Avallone *et al.* (2016), Avallone (2017) e Avallone *et al.* (2018), o radiômetro proposto possui o diagrama esquemático apresentado na Figura 1.

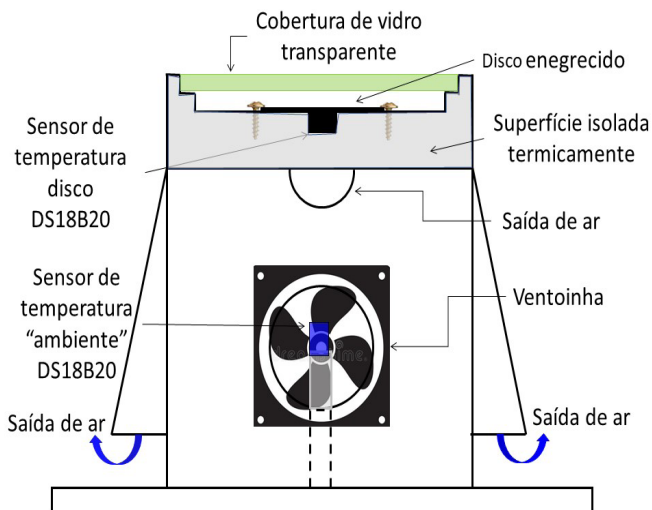


Figura 1. Diagrama esquemático do radiômetro, com os sensores Dallas e ventoinha instalados.

Para avaliar a radiação térmica incidente, representada pela superfície superior do instrumento (Figura 1), é indicado um balanço energético sobre o disco absorvedor.

A Figura 2 representa a superfície superior do instrumento e apresenta as taxas de calor as quais o disco absorvedor do radiômetro está sujeito. Considerando que o disco absorvedor é isotérmico, tem-se pela aplicação do balanço de energia que:

$$q_{rad,solar} = q_{perdas} \quad (1)$$

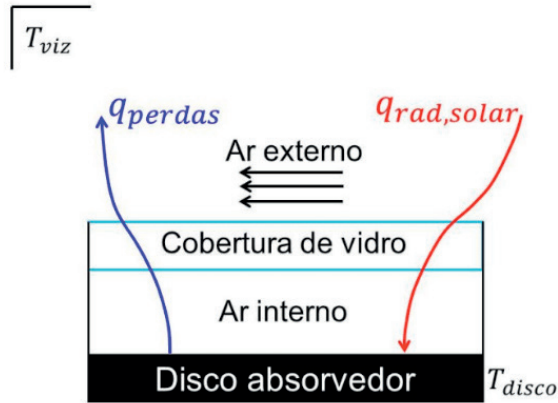


Figura 2. Balanço térmico no disco absorvedor.

Uma maneira comumente utilizada para analisar o balanço energético é por meio da analogia de circuito térmico, a qual considera que cada mecanismo de transferência de calor envolvido no processo de troca térmica configura uma resistência, resultando em uma diferença de temperaturas.

Analisando a Figura 2, são observadas as trocas térmicas de convecção entre o ar interno e as superfícies externa do disco e interna do vidro, radiação entre a superfície externa do disco e a superfície interna do vidro, condução no vidro, convecção entre a superfície externa do vidro e o ar externo e finalizando, a radiação entre a superfície externa do vidro e a vizinhança. Considerando que a temperatura da vizinhança é igual à do ambiente, tem-se para o radiômetro o circuito térmico ilustrado na Figura 3.

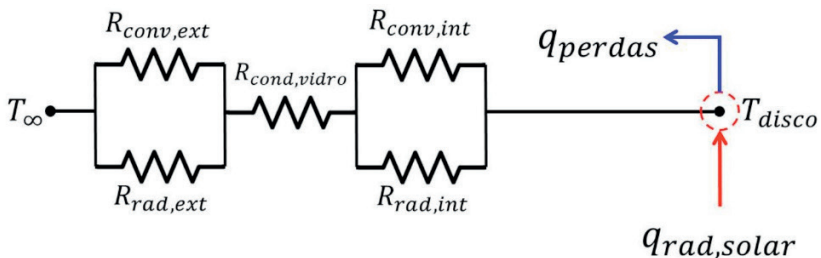


Figura 3. Circuito térmico do radiômetro.

Aplicando os conceitos de resistência térmica, tem-se que a radiação solar incidente sobre o radiômetro é calculada por:

$$q_{rad,solar} = \frac{T_{disco} - T_{\infty}}{R_{equiv}} \quad (2)$$

O valor da resistência equivalente é calculado conforme:

$$R_{equiv} = R_{paralelo,interna} + R_{cond,vidro} + R_{paralelo,externa} \quad (3)$$

A resistência térmica de condução é definida por:

$$R_{cond} = \frac{L}{K_{vidro} \cdot A_{vidro}} \quad (4)$$

Para o cálculo das resistências em paralelo são computadas a soma das resistências de radiação e convecção, ou seja:

$$R_{paralelo,interna} = \left(\frac{1}{R_{conv,int}} + \frac{1}{R_{rad,int}} \right)^{-1} \quad (5)$$

$$R_{paralelo,externa} = \left(\frac{1}{R_{conv,ext}} + \frac{1}{R_{rad,ext}} \right)^{-1} \quad (6)$$

As resistências térmicas de convecção e de radiação são definidas, respectivamente, por:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{ar} \cdot A_{vidro}} \quad (7)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{vidro}} \quad (8)$$

A resistência equivalente é calculada utilizando as Equações (3), (4), (5), (6), (7), (8) e o resultado da Equação (3) é substituído na Equação (2), calculando assim a taxa de radiação solar incidente sobre o radiômetro, tal como:

$$q_{rad,solar} = \frac{T_{disco} - T_{\infty}}{\frac{1}{A_{vidro}} \cdot \left[(h_{ar,int} + h_{rad,int})^{-1} + \frac{L}{K_{vidro}} + (h_{ar,ext} + h_{rad,ext})^{-1} \right]} \quad (9)$$

onde, os coeficientes de transferência de calor por radiação interna e externa são definidos como:

$$h_{rad,int} = \varepsilon_{int} \cdot \sigma \cdot (T_{disco} + T_{vidro,int}) \cdot (T_{disco}^2 + T_{vidro,int}^2) \quad (10)$$

$$h_{rad,ext} = \varepsilon_{ext} \cdot \sigma \cdot (T_{vidro,ext} + T_{\infty}) \cdot (T_{vidro,ext}^2 + T_{\infty}^2) \quad (11)$$

As emissividades foram definidas conforme Kalogirou (2004) e Avallone (2017), onde o disco de alumínio foi recoberto com tinta preta fosca, sendo este considerado como corpo cinza, conforme definição de Incropera *et al.* (2008).

O radiômetro foi construído utilizando inicialmente um software de desenho 3D para realizar o projeto técnico, como ilustrado na Figura 1. O dispositivo apresenta formato cônico para proteger o equipamento das intempéries. As cavidades de entrada e saída implementadas permitem a circulação do ar para o sensor de temperatura localizado internamente.

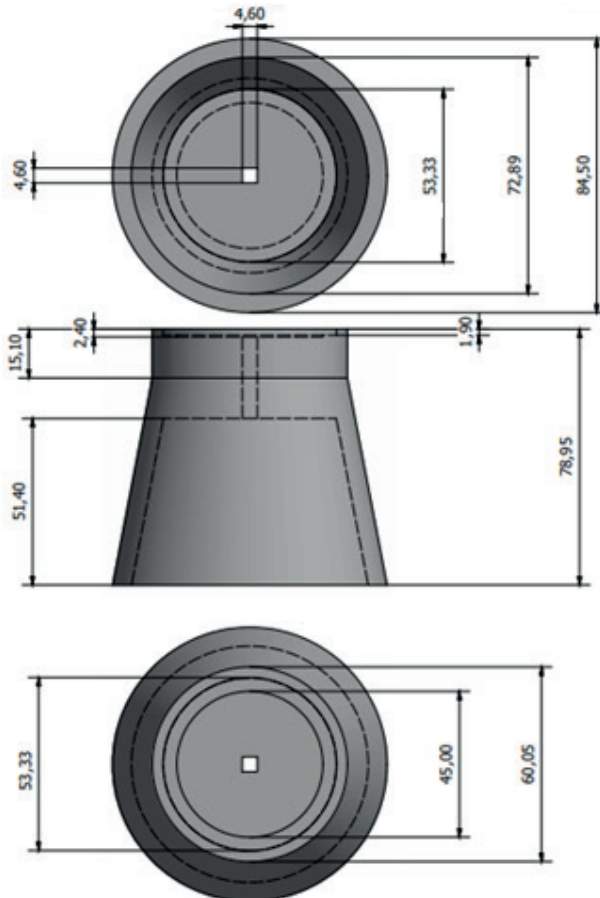


Figura 4. Desenho com todas as dimensões, em mm, do instrumento e projeções ortogonais.

Finalizada a fase de projeto, usinou-se o radiômetro em um torno mecânico, utilizando náilon (TECNIL) como material, conforme apresentado na Figura 5. Posteriormente, o dispositivo foi pintado com tinta branca brilhante, aumentando a sua refletividade, com o intuito de que a radiação solar seja absorvida apenas pelo disco de alumínio enegrecido.



Figura 5. Radiômetro em fase de usinagem no torno mecânico.

Após o processo de usinagem, foi posicionado na superfície superior do dispositivo um disco de alumínio enegrecido de 0,1 mm de espessura, coberto com tinta fosca térmica de alta absorvidade para potencializar a absorção da radiação incidente. Na superfície interna do disco, foi instalado em contato físico direto sob pressão um sensor de temperatura DS18B20 Dallas (MAXIM, 2012), responsável por medir a temperatura nesta superfície.

Com um espaçamento de 3,0 mm em relação ao disco, foi instalada uma cobertura de vidro plano transparente de 53,33 mm de diâmetro e 3,0 mm de espessura. Esta distância entre os componentes auxilia na redução das perdas por convecção natural no interior desta cavidade.

Na cavidade interna do instrumento, foi instalado outro sensor DS18B20, sendo este responsável por medir a temperatura ambiente. O ar ambiente externo é forçado por uma ventoinha do tipo *cooler*, estabilizando a temperatura no interior da cavidade inferior do radiômetro.

Um microcontrolador Arduino (2015) foi utilizado para monitorar as diferenças entre as temperaturas do disco e a ambiente. A unidade relógio do tipo RTC I2C (DS1307, 2016) registra a data e hora de cada medição, sendo que todos os dados de data, hora, temperaturas e fluxo de radiação solar [W/m^2] são gravados no cartão SD (BENCH, 2016), conforme apresentado na Figura 6 e podem ser posteriormente tratados em algum software

específico para manipulação. O uso dos sensores Dallas reduz para apenas três o número de fios, pelo seu funcionamento digital e endereçamento lógico.

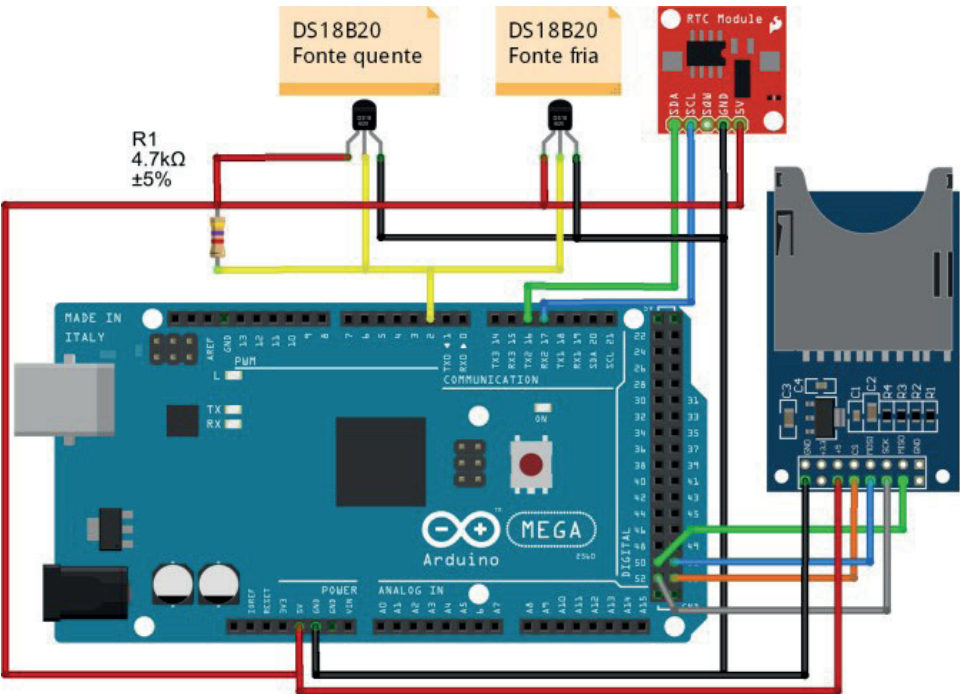


Figura 6. Conexões dos sensores DS18B20, clock RTC I2C e módulo SD a um Arduino Mega.

Outra grande vantagem desse sensor é manter em um sistema compacto a medição e gravação de todos os dados capturados do fluxo de radiação, como um *datalogger*.

A Tabela 1 apresenta o formato de gravação dos dados no cartão SD.

Data	Hora	Temperatura do disco (T_{disco})	Temperatura ambiente (T_{∞})	Irradiação [W/m^2]
------	------	---	--	---------------------------

Tabela 1. Exemplo de apresentação dos dados gravados pelo cartão SD.

O dispositivo foi calibrado no IPMet-Instituto de Pesquisas Meteorológicas da UNESP Bauru utilizando um sensor de referência da marca Kipp & Zonen (2010) modelo CMP10. Este procedimento gerou uma curva de calibração, na qual o eixo das ordenadas representa o fluxo de radiação solar em [W/m^2], e o eixo das abscissas os valores das diferenças de temperaturas entre T_{disco} e T_{∞} em [°C].

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

A calibração foi conduzida no IPMet-UNESP entre 06:00h e 18:00h e realizada por comparação segundo a norma ISO 9847 (2013), sendo que o período de maior intensidade solar e maior correlação entre as informações foi entre 09:30h e 15:55h. As Figura 7 (a) e (b) apresentam a curva de calibração e o funcionamento do sensor, respectivamente, comparado ao radiômetro do IPMet, com alcance espectral de 200 a 3600 nm e erro direcional menor que $5,0 \text{ W/m}^2$.

O radiômetro proposto foi montado em uma estrutura próxima ao sensor de referência garantindo que ambos fossem expostos ao mesmo nível de radiação solar.

A Figura 7 (a) apresenta os pontos esparsos usados para a calibração do radiômetro e a Figura 7(b) a curva de comportamento dos dois sensores.

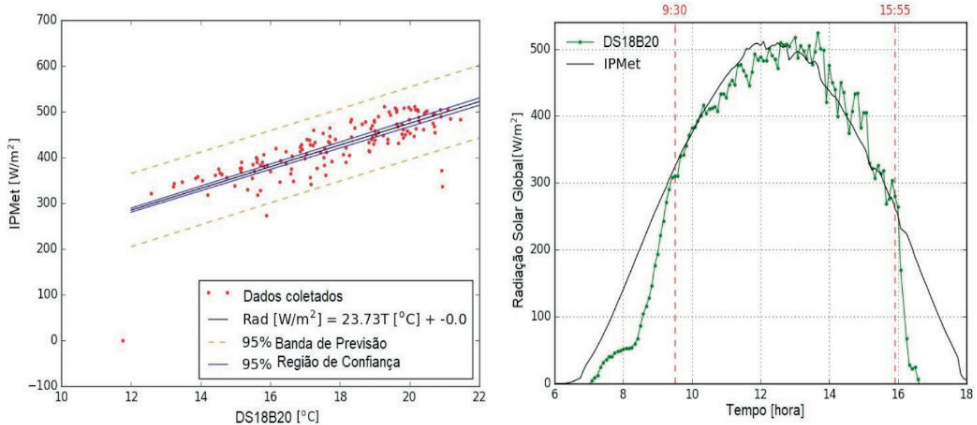


Figura 7. (a) Curva de calibração parcial; (b) curva de comportamento.

A relação para o cálculo do fluxo térmico no radiômetro é determinada a partir de uma regressão linear aplicando-se os dados experimentais, resultando em:

$$Rad [W/m^2] = 23,73 \cdot T [°C] \quad (12)$$

A Equação (12) é implementada na programação do Arduino, onde o valor de $T [°C]$ representa a diferença entre as temperaturas quente e ambiente, ou seja:

$$T [°C] = T_q - T_{\infty} \quad (13)$$

No início do dia, das 07:00h às 09:30h, o disco de alumínio ainda não entrou em regime térmico, por isso há uma diferença entre os valores de radiação solar entre o sensor de referência e o dispositivo. A partir das 15:55h, o disco de alumínio passa a perder calor para o ambiente, o que provoca uma diferença entre as medições.

No intervalo das 09:30h às 15:55h ocorre o melhor aproveitamento do equipamento,

coincidindo com o período de maior intensidade solar.

4 | CONCLUSÕES

O radiômetro proposto apresenta boa concordância com o sensor de referência com índice de confiança de 95%, provando ser uma boa alternativa para a medição da radiação solar. No nascer do sol, até às 09:30h, há um pequeno *delay* entre o sensor Kipp & Zonen (2010) e o radiômetro proposto, onde o disco enegrecido ainda não se encontra em regime térmico. A partir das 15:55h até o pôr do sol, o disco de alumínio passa a perder calor para o ambiente, o que provoca uma diferença entre as medições. Ainda que apresentados pequenos atrasos na leitura, o dispositivo proposto proporciona boa correlação com o sensor de referência. O principal atrativo é o custo aproximado de US\$ 70,00 (setenta dólares), em relação a um radiômetro térmico comercial, que tem um valor aproximado de US\$ 2000,00 (dois mil dólares).

AGRADECIMENTOS

Ao IPMet – Instituto de Pesquisas Meteorológicas da UNESP-Bauru pela disposição em ajudar na calibração do sensor, a Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”-UNESP/FEB e ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo-Câmpus Catanduva-SP pelo incentivo constante.

REFERÊNCIAS

ARDUINO. Arduino MEGA. 2015. Disponível em: <https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardMega2560>.

AVALLONE, E. **Estudo de um coletor solar, tipo tubo evacuado modificado, utilizando um concentrador cilíndrico parabólico (CPC)**. 2017. PhD Thesis – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” - UNESP/FEB, Brazil, 2017. Disponível em: <http://hdl.handle.net/11449/152135>.

AVALLONE, E.; MIORALLI, P. C.; SCALON, V. L.; PADILHA, A. Thermal pyranometer using the arduino platform for data acquisition. *In*: CPOTE 2016 - 4TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTEMPORARY PROBLEMS OF THERMAL ENGINEERING, 1., 16/10 2016. **Contemporary Problems of Thermal Engineering** [...]. Katowice - Polônia: Politechnika Slaska - ITC, 16/10 2016. v. 1, p. 303–311.

AVALLONE, E.; MIORALLI, P. C.; SCALON, V. L.; PADILHA, A.; OLIVEIRA, S. del R. Thermal Pyranometer Using the Open Hardware Arduino Platform. **International Journal of Thermodynamics**, v. 21, n. 1, p. 1–5, 1 mar. 2018. <https://doi.org/10.5541/ijot.5000209000>.

BAJONS, P.; WERNHART, U.; ZEILER, H. A sensor element for direct radiation measurement. **Solar Energy**, v. 63, n. 2, p. 125–134, ago. 1998. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(98\)00038-3](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(98)00038-3).

BARTINIKOWSKY, J. M.; YUCCIOLINO, M. M.; FONTOURA, L.; BECK, E. Desenvolvimento de um radiômetro solar de baixo custo. **Instituto Federal de Santa Catarina**, v. 1, n. 1, p. 1–9, 2016. .

BENCH, H. Arduino LC Studio SD Card Tutorial. 11 fev. 2016. **Arduino Low Cost SD Card**. Disponível em: <http://henrysbench.cpnfatz.com/henrys-bench/arduino-output-devices/arduino-lc-studio-sd-card-tutorial/>. Acesso em: 1 dez. 2018.

ESCOBEDO, J. F.; FRISINA, V. A.; CHAVES, M. A.; OLIVEIRA, A. P. Radiômetros solares com termopilhas de filmes finos - II Desempenho. **Revista Brasileira de Aplicações de Vácuo**, v. 16, n. 1, 1997. .

GARCIA, R. P.; AVALLONE, E.; PANSANATO, C.; GONÇALVES, G. B.; ITO, M. C.; SCALON, V. L. Thermal radiometer using LM35 analog sensors, connecting to an Arduino Board. *In: 17TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING*, 1., 2018. **Proceedings of ENCIT 2018** [...]. Águas de Lindóia - SP: ABCM, 2018. v. 1, p. 1–8.

GOMES, J. M.; FERREIRA, P. M.; RUANO, A. E. Implementation of an intelligent sensor for measurement and prediction of solar radiation and atmospheric temperature. *In: INTELLIGENT SIGNAL PROCESSING (WISP)*, 2011 IEEE 7TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON, 21/09 2011. **Sensors Journal, IEEE** [...]. Floriana - Malta: [s. n.], 21/09 2011. p. 1–6. <https://doi.org/10.1109/WISP.2011.6051713>.

INCROPERA, F. P.; DEWIT, D. P.; BERGMAN, T. I.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros técnicos e científicos Editora Ltda, 2008. v. 1, .

ISO 9847. **Solar Energy — Calibration of field pyranometer by comparison to a reference pyranometer**. ICS 27.160. [S. l.: s. n.], maio 2013. Disponível em: www.bis.org.in.

ITO, M. C.; SCALON, V. L.; AVALLONE, E.; PANSANATO, C. Development of a low cost pyranometer for solar radiation measurements. *In: COBEM*, 1., 2017. **24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering** [...]. Curitiba-PR - Brazil: ABCM, 2017. v. 1, .

KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, n. 3, p. 231–295, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>.

KIPP & ZONEN. Pyranometers for the Accurate Measurement of Solar Irradiance. 2010. Disponível em: https://www.kippzonen.com/Product/15/CMP10-Pyranometer#.YlwK5aFv_IU.

MAGARREIRO, C.; FREITAS, S.; BRITO, M. C. Radiação e energia solar. **Para os físicos e amigos da física**, v. 39, n. 1/2, p. 57–59, 2016. .

MARTINAZZO, C. A.; ORLANDO, T. Comparação entre três tipos de sensores de temperatura em associação com Arduino. **Perspectiva Erechim**, v. 40, n. 151, p. 93–104, set. 2016. .

MARTINS, F. R.; PEREIRA, E. B.; ECHER, M. P. de S. Solar energy resources assesment using geostationary satellites in Brazil: Swera Project. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v. 26, n. 2, p. 145–159, 2004. .

MAXIM. DS 1307 - Data sheet. 2015. Disponível em: www.maxim-ic.com.

MAXIM. DS18B20 Dallas Semiconductor. 2012. Disponível em: www.maximintegrated.com.

PANSANATO, C.; GONÇALVES, G. B.; ITO, M. C.; SCALON, V. L.; AVALLONE, E.; GARCIA, R. P. Low cost thermal pyranometer using Dallas DS18B20 sensor and Arduino. *In: 17TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING*, 1–8., 2018. **Proceedings of ENCIT 2018** [...]. Águas de Lindóia - SP: ABCM, 2018. v. 1–8, .

PEREIRA, Ê. B.; MARTINS, F. R.; GONÇALVES, A. R. **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. São José dos Campos - SP: INPE - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2017. Disponível em: http://ftp.cptec.inpe.br/labren/publ/livros/Atlas_Brasileiro_Energia_Solar_2a_Edicao.pdf.

RINO, J. P.; STUDART, N. O enigma do moinho de luz. **Física na Escola**, v. 8, n. 1, p. 22–24, 2007. .

SANTOS, N. T. **Avaliação de piranômetros em condições de campo e estimativa do balanço de radiação em área de gramínea com grau de cobertura variável**. 2015. 97 f. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia, Cruz das Almas-Bahia-BA, 2015. Disponível em: <https://www1.ufrb.edu.br/pgea/images/Teses/NARA-TOSTA-SANTOS.pdf>.

SOARES, W. P. G.; LUNAZZI, J. J.; DA SILVA, D.; COTTA, M. A. **Radiômetro de Crookes II**. Instrumentação para ensino, n. F808. Campinas-SP - Brasil: Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, nov. 2005. Disponível em: https://www.ifi.unicamp.br/~lunazzi/F530_F590_F690_F809_F895/F809/F809_sem2_2005/WagnerP_Dirceu_RF1.pdf.

SOUZA, J. L.; ESCOBEDO, J. F. Construção de um saldo radiômetro com termopilha de filme fino e avaliação de sua performance. **Revista Brasileira de Meteorologia**, v. 10, n. 1/2, p. 29–36, 1995. .

VILELA, W. A. **Estudo, desenvolvimento e caracterização de radiômetros para medição da radiação solar**. 2010. 177 f. Tese de Doutorado – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE, São José dos Campos - SP, 2010. Disponível em: <http://mtc-m16d.sid.inpe.br/col/sid.inpe.br/mtc-m19/2010/09.17.18.50/doc/publicacao.pdf>.

TURBULENT FORCED CONVECTION IN THE THERMAL ENTRANCE OF RECTANGULAR DUCTS: ANALYSIS FOR DIFFERENT MODELS OF VELOCITY DISTRIBUTION AND MOMENTUM EDDY DIFFUSIVITY

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 14/04/2021

Dhiego Luiz de Andrade Veloso

Instituto Federal da Paraíba Campus João
Pessoa
João Pessoa - Paraíba
<http://lattes.cnpq.br/6246192515549289>

Carlos Antônio Cabral dos Santos

Universidade Federal da Paraíba
João Pessoa – Paraíba
<http://lattes.cnpq.br/9774109887296955>

Fábio Araújo de Lima

Instituto Federal da Paraíba Campus
Cajazeiras
Cajazeiras - Paraíba
<http://lattes.cnpq.br/8391903896794235>

ABSTRACT: This work describes a hybrid solution (analytical-numerical) for the heat transfer by forced convection in the entry section of a rectangular duct, considering the turbulent flow of dynamically developed and thermally developing Newtonian fluids. The energy equation is solved using the Classical Integral Transform Technique (CITT), while the associated eigenvalue problem is solved using the Generalized Integral Transform Technique (GITT). Different turbulence models with different formulations for velocity distribution and momentum eddy diffusivity are considered. The temperature field and the local Nusselt number are evaluated for various values of the Reynolds and Prandtl numbers. For each

turbulence model considered, the thermal input length is determined. The results, presented in the form of tables and graphs, are compared with reference values in the specialized literature.

KEYWORDS: Turbulent Flow, CITT, GITT, Temperature Field, Nusselt Number.

TURBULENT FORCED CONVECTION IN THE THERMAL ENTRANCE OF RECTANGULAR DUCTS: ANALYSIS FOR DIFFERENT MODELS OF VELOCITY DISTRIBUTION AND MOMENTUM EDDY DIFFUSIVITY

RESUMO: Este trabalho descreve uma solução híbrida (analítico-numérica) para a transferência de calor por convecção forçada na região de entrada de um duto retangular, considerando o escoamento turbulento de fluidos newtonianos dinamicamente desenvolvidos e termicamente em desenvolvimento. A equação da energia é resolvida utilizando a Técnica de Transformada Integral Clássica (CITT), enquanto que o problema de autovalor associado é resolvido utilizando a Técnica da Transformada Integral Generalizada (GITT). Considera-se diferentes modelos de turbulência com diferentes formulações para a distribuição de velocidades e para a difusividade turbulenta dinâmica. O campo de temperatura e o número de Nusselt local são avaliados para vários valores dos números de Reynolds e Prandtl. Para cada modelo de turbulência considerado, o comprimento de entrada térmica é determinado. Os resultados, apresentados em forma de tabelas e gráficos, são comparados com valores de referência existentes na literatura especializada.

PALAVRAS - CHAVE: convecção forçada, escoamento turbulento, GITT, campo de temperatura, Nusselt.

1 | INTRODUCTION

The study of turbulence is of great importance in engineering, given the large number of practical applications in which it is present. In heat transfer, the involvement of fluid in turbulent motion appears in most processes involving the transport of energy. Over the years, many theories and concepts have been formulated in an attempt to obtain a universalist description of the phenomenon of turbulence that is suitable for any problem of practical interest. However, due to the existence of irregular fluctuations, there is still neither a univocal form nor a fundamental theory for its treatment. While this general formulation is not achieved, simplified models have been proposed as a way to analyze specific problems in each area of interest. The methodology used consists of observing patterns of behavior in each situation analyzed. These patterns establish the so-called turbulence models, which are based on empirical or semi-empirical relationships and make this study viable. In the case of the distribution of velocities in a turbulent flow, for example, Nikuradse(1950) was the initial investigator and presented careful measurements considering the flow along rough tubes; since then, several other researchers have devoted attention and made new attempts in order to develop empirical relationships that are appropriate, with the greatest possible precision, and that allow establishing a universal speed profile.

The scope of the work is focused on the analysis of heat transfer in turbulent forced convection, which has received wide attention from the community due to the constant search for calculations of parameters of practical interest that allow to develop projects and build optimized thermal devices. However, the calculations of these parameters, such as friction factors and heat transfer coefficients, are totally dependent on the turbulence model adopted to describe the speed distribution and the momentum eddy diffusivity, and consequently different results are found for each situation considered, (Santos et al., 2001).

The turbulent forced convection in the thermal entrance region of rectangular ducts has been extensively studied, considering several models of turbulence and several boundary conditions. In the works of (Sleicher et al., 1970; Notter and Sleicher, 1971; Notter and Sleicher, 1972; Shibani and Özisik, 1977; Özisik et al., 1989; Santos et al., 1995; Brown et al., 1997; Quaresma et al., 2001), it is possible to make a comprehensive review of the turbulent forced convection in thermal developing and hydrodynamically developed flow, object of study of the present work.

The objective of this work is to analyze the thermal development in the turbulent flow of Newtonian fluids, considering different turbulence models. Four turbulence models are considered as references, based on the work of (Prandtl, 1910 and Taylor, 1916; Von Karman, 1939; Rannie, 1956; Reichardt, 1951 and Spalding, 1961). The combination of

the classical integral transform technique (CITT) and the generalized integral transform technique (GITT) is used to solve the equations of the proposed problem; CITT is applied to the main equation and GITT is applied to the associated eigenvalue problem. Analytical solutions for the thermal development of turbulent flow in ducts present difficulties associated with the calculation of eigenvalues and eigenfunctions of the related eigenvalue problem, as described by Santos et al., 2001, Özisik et al., 1989. These adversities are overcome using the renowned generalized integral transformation technique (GITT). The GITT is used to solve the Sturm-Liouville problem associated with the original problem, as described by Cotta, 1993. The application of GITT to Sturm-Liouville problems is capable of transforming the differential eigenvalue problem into an algebraic eigenvalue problem, which is easier to solve; in parallel to this, GITT is a technique that can manage irregular domains with some ease, overcoming the mathematical difficulties imposed by the turbulent models hydrodynamically developed in layers.

This article is organized into five sections. In section 2, the mathematical modeling of the proposed physical problem is carried out. In Section 3, the application of CITT in the governing equation is discussed and the solution of the thermal field and parameters of practical interest is presented. In Section 4, the results obtained in the present work are shown and discussed. In Section 5, final considerations are made.

2 | MATHEMATICAL MODELING

The following simplifying assumptions are considered in the problem analysis:

- Steady forced convection in thermally developing, hydrodynamically developed flow;
- Viscous dissipation, free convection and axial conduction effects are neglected;
- Physical properties are taken as constant;
- The duct wall is subjected to a uniform temperature (T_w);
- The fluid enters the duct with a constant temperature (T_i).

The mathematical formulation for this forced convection problem is dimensionless form is written as:

Energy equation

$$U(R) \frac{\partial \Theta(X, R)}{\partial X} = \frac{1}{R^m} \frac{\partial}{\partial R} \left[R^m E_h(R) \frac{\partial \Theta(X, R)}{\partial R} \right]; \quad X > 0 \text{ and } 0 < R < 1 \quad (1)$$

where, the constant m is related to the geometry of the duct. If $m=0$ the duct is rectangular (parallel-plates channel).

Boundary Conditions

$$\frac{\partial \Theta(X, R)}{\partial R} = 0; \quad X > 0 \text{ and } R = 0 \quad (2)$$

$$\Theta(X, R) = 0; \quad X > 0 \text{ and } R = 1 \quad (3)$$

Inlet condition

$$\Theta(X, R) = 1; \quad X = 0 \text{ and } 0 \leq R \leq 1 \quad (4)$$

For the analysis of the problem the following dimensionless parameters were defined, given by equations (5a-i), with the objective of solving not only a particular problem, but a class of problems that are defined by the same proposed model. Where: \mathcal{E}_m -dynamic turbulent diffusivity and \mathcal{E}_h - turbulent thermal diffusivity.

$$X = \frac{2^{(4-2m)} \left(x/D_h \right)}{C \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}; \quad R = \frac{r}{r_0}; \quad U(R) = \frac{u(r)}{u_{\max}} = \frac{u(r)}{Cu_m}; \quad C = \frac{u_{\max}}{u_m}; \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5a-e)$$

$$\text{Pr}_t = \frac{\mathcal{E}_m}{\mathcal{E}_h}; \quad \text{Re} = \frac{D_h \cdot u_m}{\nu}; \quad \Theta(X, R) = \frac{T(x, r) - T_w}{T_i - T_w}; \quad E_h(R) = 1 + \frac{\mathcal{E}_h}{\alpha} = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \frac{\mathcal{E}_m}{\nu} \quad (5f-i)$$

where ν is the kinematic viscosity, α is the thermal diffusivity of the fluid, r_0 is the characteristic length, $D_h = 2(2-m) \cdot r_0$ is the hydraulic diameter and Pr , Re and Pr_t are, respectively, the numbers of Prandtl, Reynolds and turbulent Prandtl.

In this paper adopted different turbulence models will be adopted, with different formulations for velocity distribution and for the momentum eddy diffusivity. Four situations will be analyzed, based on analytical expressions proposed for the universal velocity profile - Law of the Wall (Kestin and Richardson, 1963 ; Kakaç et. al, 2014 and Santos et al., 2001).

Case 1: The turbulence model is the fully-developed two-layer model for velocity distribution together with two-layer model for the momentum eddy diffusivity, based on the works of Prandtl (1910), Taylor (1916) and Schlichting (1960).

The two-layer turbulent velocity distribution is taken as:

$$u^+ = y^+; \quad \text{for } 0 \leq y^+ \leq 11.5, \text{ laminar sublayer} \quad (6)$$

$$u^+ = 5.5 + 2.5 \ln(y^+); \quad \text{for } y^+ > 11.5, \text{ turbulent core} \quad (7)$$

The two-layer model for the momentum eddy diffusivity is taken as:

$$E_h(R) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left(\frac{\varepsilon_m}{\nu} \right) = 1 ; \quad \text{for } 0 \leq y^+ \leq 11.5 \quad (8)$$

$$E_h(R) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left(\frac{\varepsilon_m}{\nu} \right) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} (0.4y^+ - 1); \quad \text{for } y^+ > 11.5 \quad (9)$$

Case 2: The turbulence model is the fully-developed three-layer model for velocity distribution together with three -layer model for the momentum eddy diffusivity, based on the works of Von Karman (1939).

The three-layer turbulent velocity distribution is taken as:

$$u^+ = y^+ ; \quad \text{for } 0 \leq y^+ < 5 \quad , \text{ laminar sublayer} \quad (10)$$

$$u^+ = -3.05 + 5 \ln(y^+) ; \quad \text{for } 5 \leq y^+ \leq 30 \quad , \text{ buffer layer} \quad (11)$$

$$u^+ = 5.5 + 2.5 \ln(y^+) ; \quad \text{for } y^+ > 30 \quad , \text{ turbulent core} \quad (12)$$

The three-layer model for the momentum eddy diffusivity is taken as:

$$E_h(R) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left(\frac{\varepsilon_m}{\nu} \right) = 1 ; \quad \text{for } 0 \leq y^+ < 5 \quad (13)$$

$$E_h(R) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left(\frac{\varepsilon_m}{\nu} \right) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} (0.2y^+ - 1); \quad \text{for } 5 \leq y^+ \leq 30 \quad (14)$$

$$E_h(R) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left(\frac{\varepsilon_m}{\nu} \right) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} (0.4y^+ - 1); \quad \text{for } y^+ > 30 \quad (15)$$

Case 3: The turbulence model is the fully-developed two-layer model for velocity distribution together with two-layer model for the momentum eddy diffusivity, based on the works of Rannie (1956).

The two-layer turbulent velocity distribution is taken as:

$$u^+ = 14.53 \tanh \left(\frac{y^+}{14.53} \right) ; \quad \text{for } 0 \leq y^+ \leq 27.5 \quad (16)$$

$$u^+ = 5.5 + 2.5 \ln(y^+) ; \quad \text{for } y^+ > 27.5 \quad (17)$$

The two-layer model for the momentum eddy diffusivity is taken as:

$$E_h(R) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left(\frac{\varepsilon_m}{\nu} \right) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left[\sinh^2 \left(\frac{y^+}{14.53} \right) \right] ; \quad \text{for } 0 \leq y^+ \leq 27.5 \quad (18)$$

$$E_h(R) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \left(\frac{\varepsilon_m}{\nu} \right) = 1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} (0.4y^+ - 1); \quad \text{for } y^+ > 27.5 \quad (19)$$

Case 4: The turbulence model is the fully-developed three-layer model for velocity distribution (Reichardt,1951; Kays and Crawford, 1980), together with two-layer model for the momentum eddy diffusivity (Reichardt,1951 and Spalding,1961).

The three-layer turbulent velocity distribution is taken as:

$$u^+ = y^+; \quad \text{for } 0 \leq y^+ < 5, \quad \text{laminar sublayer} \quad (20)$$

$$u^+ = -3.05 + 5 \ln(y^+); \quad \text{for } 5 \leq y^+ \leq 30, \quad \text{buffer layer} \quad (21)$$

$$u^+ = 5.5 + 2.5 \ln \left[y^+ \frac{1.5(1+R)}{(1+2R^2)} \right]; \quad \text{for } y^+ > 30, \quad \text{turbulent core} \quad (22)$$

The two-layer model for the momentum eddy diffusivity is taken as:

$$\frac{\varepsilon_m}{\nu} = \frac{k_2}{E} \left[e^{k_2 u^+} - 1 - k_2 u^+ - \frac{(k_2 u^+)^2}{2!} - \frac{(k_2 u^+)^3}{3!} \right]; \quad \text{for } y^+ < 40 \quad (23)$$

$$\frac{\varepsilon_m}{\nu} = \frac{k_1 R^+}{6} (1 - R^2)(1 + 2R^2); \quad \text{for } y^+ \geq 40 \quad (24)$$

where $k_1=0.4$, $k_2=0.407$ and $E=10$.

Several dimensionless groups were included in equations (6-24), which are defined in the following form:

$$y^+ = (1-R)R^+; \quad R^+ = \frac{\text{Re}}{2^{(2-m)}} \sqrt{\frac{f}{8}}; \quad u^+ = \frac{u(r)}{u_m \sqrt{\frac{f}{8}}}; \quad f = \frac{4\tau_w}{\rho u_m^2} \quad (25 \text{ a-d})$$

where f is the friction factor. In the present work, empirical correlations are used for the friction factor, based on the works of Filonenko(1954), Dean (1978) and Bhatti and Shah (1987).

Filonenko correlation for parallel-plates channel:

$$\frac{f}{4} = [1.58 \ln(\text{Re}) - 3.28]^{-2}; \quad 1 \times 10^4 \leq \text{Re} \leq 1 \times 10^7 \quad (26)$$

Dean correlation for parallel-plates channel:

$$\frac{f}{4} = 0.073 \left(\frac{\text{Re}}{2} \right)^{-0.25}; \quad 1.2 \times 10^4 \leq \text{Re} \leq 1.2 \times 10^6 \quad (27)$$

Bhatti and Shah correlation for parallel-plates channel:

$$\frac{f}{4} = 0.00128 + \frac{0.1143}{\text{Re}^{1/3.2154}}; \quad 4 \times 10^3 \leq \text{Re} \leq 1 \times 10^7 \quad (28)$$

3.1 APPLICATION OF THE CLASSICAL INTEGRAL TRANSFORMING TECHNIQUE

The CITT presents itself as an established methodology, having been used successfully in several classes of heat transfer models and fluid mechanics, as can be seen in Mikhailov (1984). In order to apply the technique, it is necessary to establish an auxiliary eigenvalue problem, as well as to define a transform-inverse pair in order to reduce the original problem, which is a partial differential equation, in a system of ordinary differential equations. Secondly, the inverse formula can be used to obtain the solution to the original problem proposed by Cotta (1993), (1998).

3.1 Auxiliary problem of eigenvalue

The auxiliary problem for determining the temperature field is taken as:

$$\frac{1}{R^m} \frac{\partial}{\partial R} \left(R^m E_h(R) \frac{\partial \Psi_i(\mu_i, R)}{\partial R} \right) + \mu_i^2 U(R) \Psi_i(\mu_i, R) = 0, \quad 0 < R < 1 \quad (29)$$

$$\frac{\partial \Psi_i(\mu_i, R)}{\partial R} = 0; \quad R = 0 \quad \text{e} \quad \mu_i > 0 \quad (30)$$

$$\Psi_i(\mu_i, R) = 0; \quad R = 1 \quad \text{e} \quad \mu_i > 0 \quad (31)$$

Several studies point out great difficulties in the calculation of eigenvalues in the mentioned auxiliary problem, due to the limitations in the numerical schemes used by Santos et al. (2001) and Özisik et al. (1989). This fact delayed the emergence of analytical solutions for the thermal field in the study of turbulent forced convection. Özisik et al. (1989), Brown et al. (1997) and Santos et al. (1995) used the signal counting method of Mikhailov (1983), (1984), to circumvent the difficulties associated with the eigenvalue problem. Cotta (1993) developed a method using the integral transformation technique, based on the ideas of the generalized integral transform technique (GITT), which allows solving eigenvalue problems with a high degree of difficulty. In the present work, GITT is used to determine the eigenvalues (μ_i), the eigenfunctions, $\Psi_i(\varsigma)$, and the norms (N_i), as described by Cotta (1993). The generalized integral transformation method was implemented in computational code with the aid of the Wolfram Mathematica 12.0 software, to solve the associated eigenvalue problem.

3.2 Integral transformation of the temperature field

The pair transformed integral, defined for this problem is given by:

$$\bar{\Theta}_i(X) = \frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 R^m U(R) \Psi_i(\mu_i, R) \Theta(X, R) dR, \quad \text{Transform} \quad (32)$$

$$\Theta(X, R) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\Psi_i(\mu_i, R) \bar{\Theta}_i(X)}{N_i^{1/2}} \quad \text{Inverse} \quad (33)$$

Applying integral operators in equation (1), with the aid of the auxiliary problem and the transformed-inverse pair, it is possible to transform this partial differential equation into a system of ordinary differential equations given by:

$$\frac{d\bar{\Theta}_i(X)}{dX} = -\mu_i^2 \cdot \bar{\Theta}_i(X) \quad (34)$$

This system has a classical analytical solution, given by:

$$\bar{\Theta}_i(X) = \bar{\Theta}_i(0) e^{-\mu_i^2 X} \quad (35)$$

Where:

$$\bar{\Theta}_i(0) = \frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 R^m U(R) \cdot \Psi_i(\mu_i, R) dR = \bar{f}_i \quad (36)$$

At this point, it is worth noting that the application of CITT in solving the proposed problem is equivalent to the application of the traditional method of separation of variables. As CITT is a generalization of the method of separation of variables, making it possible to extend the analysis to cases in which the source terms are not null, there is no burden on the choice made in the present study. On the contrary, the model discussed in the present work can be taken as a reference and can later be extended to more generic models that impose restrictions on the use of the variable separation method.

3.3 Temperature field solution

Using the inverse formula it is possible find the general solution of the temperature field for the proposed physical problem. The temperature field for the thermal input region takes the form:

$$\Theta(X, R) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\Psi_i(\mu_i, R) \bar{f}_i \cdot e^{-\mu_i^2 X}}{N_i^{1/2}} \quad (37)$$

From this solution it is possible to calculate the average temperature and the number of local Nusselt through the expressions:

$$\Theta(X)_{average} = \frac{\int_0^1 R^m U(R) \Theta(X, R) dR}{\int_0^1 R^m U(R) dR} \quad (38)$$

$$Nu(X) = - \frac{2 \cdot (2-m)}{\Theta(X)_{average} - \Theta(X, 1)} \left. \frac{d\Theta(X, R)}{dR} \right|_{R=1} \quad (39)$$

For the evaluation of the asymptotic Nusselt number and validation of the results obtained in the present work, the expression obtained by Gnielinski (1976), is used given by:

$$Nu_{\infty} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)}, \quad \text{for} \quad \begin{matrix} 2.3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \\ 0.5 \leq Pr \leq 2000 \end{matrix} \quad (40)$$

The expression obtained by Prandtl (1910) and Taylor (1916), is also used, given by:

$$Nu_{\infty} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)RePr}{1+5\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr-1)}, \quad \text{for} \quad \begin{matrix} 5 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \\ Pr \leq 10 \end{matrix} \quad (41)$$

4 | RESULTS

For the purposes of benchmarking the results of the present study, results were compared to these found in the specialized literature, particularly in Gnielinski (1976), Taylor (1916), Özisik et al. (1983) and Santos et al. (2001), showing the robustness and effectiveness the combination of CITT and GITT in the solution of the proposed physical problem. In this paper the situation of a flow inside a channel of parallel flat plates is analyzed, as can be seen in presented results in tables 1 and 2 and figures (1-3), considering different values of Reynolds and Prandtl.

For all the graphs and tables contained in this section, 200 eigenvalues and 200 corresponding eigenfunctions were used, which guarantees good convergence to the solution even in the thermal entrance region. The analysis is carried out for the four established turbulence models, where it is also possible to compare the results with each other. The friction factor is computed based on empirical correlations, based on the work of Filonenko(1954), Dean (1978), Bhatti and Shah (1987). For all the cases analyzed in the present work, $Pr_t = 1$ is considered, analogously to the studies carried out by Özisik et al. (1989) and Quaresma et al. (2001). The integral balance is used to estimate the variation in the local Nusselt number until reaching the converged value.

The tables 1 and 2 show the remarkable influence that the Reynolds and Prandtl numbers exert on the prediction of the asymptotic convective Nusselt number. For a specific number of Reynolds, an increase in the number of Prandtl leads to an increase in the asymptotic Nusselt number. This behavior also occurs with the increase of Reynolds number, keeping the same number of Prandtl, as we can also observe in figure 1. The above mentioned facts make it possible to conclude that the increase in Reynolds and Prandtl numbers produces an increase in heat transfer rates, causing the axial length of thermal

development to be reduced, as can be seen in Figures 2 and 3.

As predicted, the results obtained in the present study, shown in tables 1 and 2, do not show perfect compliance with the results predicted by the correlations of Gnielinski (1976) and Taylor (1916), because it is the comparison of experimental studies with analytical-numerical simulation studies. However, it is possible to observe in tables 1 and 2 a very similar variation between the results, which validates the study developed in the present work.

Flat Plates - $Pr_t = 1$								
$Pr = 0.72$			$Pr = 1$			$Pr = 2$		
$Re = 1.10^4$	$Re = 5.10^4$	$Re = 1.10^5$	$Re = 1.10^4$	$Re = 5.10^4$	$Re = 1.10^5$	$Re = 1.10^4$	$Re = 5.10^4$	$Re = 1.10^5$
38.31 ^a	123.91 ^a	211.26 ^a	41.69 ^a	141.75 ^a	247.16 ^a	47.58 ^a	177.16 ^a	326.20 ^a
38.17 ^b	123.82 ^b	210.54 ^b	41.52 ^b	141.64 ^b	246.27 ^b	47.37 ^b	177.03 ^b	324.86 ^b
39.87 ^c	129.41 ^c	219.26 ^c	43.46 ^c	148.23 ^c	257.14 ^c	49.77 ^c	185.74 ^c	341.14 ^c
36.34 ^d	116.95 ^d	198.48 ^d	41.52 ^d	138.27 ^d	237.67 ^d	54.51 ^d	192.93 ^d	339.83 ^d
36.20 ^e	116.87 ^e	197.85 ^e	41.36 ^e	138.16 ^e	236.88 ^e	54.29 ^e	192.79 ^e	338.66 ^e
37.81 ^f	122.17 ^f	205.62 ^f	43.25 ^f	144.58 ^f	246.40 ^f	56.93 ^f	202.15 ^f	352.90 ^f
36.25 ^g	116.89 ^g	198.10 ^g	41.01 ^g	137.03 ^g	235.21 ^g	53.47 ^g	189.67 ^g	332.87 ^g
36.12 ^h	116.81 ^h	197.46 ^h	40.85 ^h	136.93 ^h	234.44 ^h	53.25 ^h	189.52 ^h	331.73 ^h
37.73 ⁱ	122.10 ⁱ	205.21 ⁱ	42.74 ⁱ	143.30 ⁱ	243.85 ⁱ	55.86 ⁱ	198.73 ⁱ	345.56 ⁱ
32.63 ^j	102.43 ^j	174.29 ^j	37.36 ^j	121.95 ^j	209.96 ^j	49.03 ^j	171.32 ^j	301.43 ^j
32.52 ^k	102.36 ^k	173.72 ^k	37.22 ^k	121.86 ^k	209.26 ^k	48.84 ^k	171.19 ^k	300.39 ^k
33.87 ^l	107.01 ^l	180.62 ^l	38.85 ^l	127.54 ^l	217.73 ^l	51.15 ^l	179.51 ^l	312.99 ^l
32.49 ^m	101.00 ^m	171.69 ^m	37.19 ^m	120.21 ^m	206.74 ^m	-----	-----	-----
30.24 ⁿ	105.97 ⁿ	181.85 ⁿ	35.41 ⁿ	128.37 ⁿ	222.65 ⁿ	48.25 ⁿ	185.79 ⁿ	328.93 ⁿ
29.93 ^o	105.78 ^o	180.40 ^o	35.09 ^o	128.15 ^o	220.99 ^o	47.87 ^o	185.52 ^o	326.80 ^o
33.67 ^p	118.33 ^p	198.48 ^p	39.07 ^p	142.23 ^p	241.65 ^p	52.38 ^p	202.91 ^p	353.14 ^p
31.06 ^q	101.59 ^q	173.44 ^q	39.35 ^q	130.99 ^q	224.90 ^q	59.91 ^q	208.59 ^q	363.59 ^q
30.76 ^r	101.41 ^r	172.10 ^r	38.98 ^r	130.76 ^r	223.22 ^r	59.42 ^r	208.27 ^r	361.13 ^r
34.43 ^s	113.02 ^s	188.80 ^s	43.41 ^s	145.14 ^s	244.09 ^s	65.30 ^s	228.67 ^s	391.48 ^s
32.49 ^t	101.00 ^t	171.70 ^t	37.19 ^t	120.20 ^t	206.70 ^t	-----	-----	-----

Table 1. Asymptotic Nusselt number considering different numbers of Reynolds and Prandtl for the turbulent flow between flat plates.

a – Present work: Nusselt with friction factor of Filonenko , (1954) (Model of Prandtl and Taylor)

b – Present work: Nusselt with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Prandtl and Taylor)

c – Present work: Nusselt with friction factor of Dean, (1978) (Model of Prandtl and

Taylor)

d – Present work: Nusselt with friction factor of Filonenko, (1954) (Model of Von Karman)

e – Present work: Nusselt with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Von Karman)

f – Present work: Nusselt with friction factor of Dean, (1978) (Model of Von Karman)

g – Present work: Nusselt with friction factor of Filonenko, (1954) (Model of Rannie)

h – Present work: Nusselt with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Rannie)

i – Present work: Nusselt with friction factor of Dean, (1978) (Model of Rannie)

j – Present work: Nusselt with friction factor of Filonenko, (1954) (Model of Reichardt and Spalding)

k – Present work: Nusselt with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Reichardt and Spalding)

l – Present work: Nusselt with friction factor of Dean, (1978) (Model of Reichardt and Spalding)

m – Özisik et al., (1989)

n – Gnielinsk's empirical correlation with Filonenko's, (1954) friction factor

o – Gnielinsk's empirical correlation with Shah and Bhatti's, (1987) friction factor

p – Gnielinsk's empirical correlation with Dean's, (1978) friction factor

q – Taylor's empirical correlation with Filonenko's, (1954) friction factor

r – Taylor's empirical correlation with Shah and Bhatti's, (1987) friction factor

s – Taylor's empirical correlation with Dean's, (1978) friction factor

t – Santos et al., (2001).

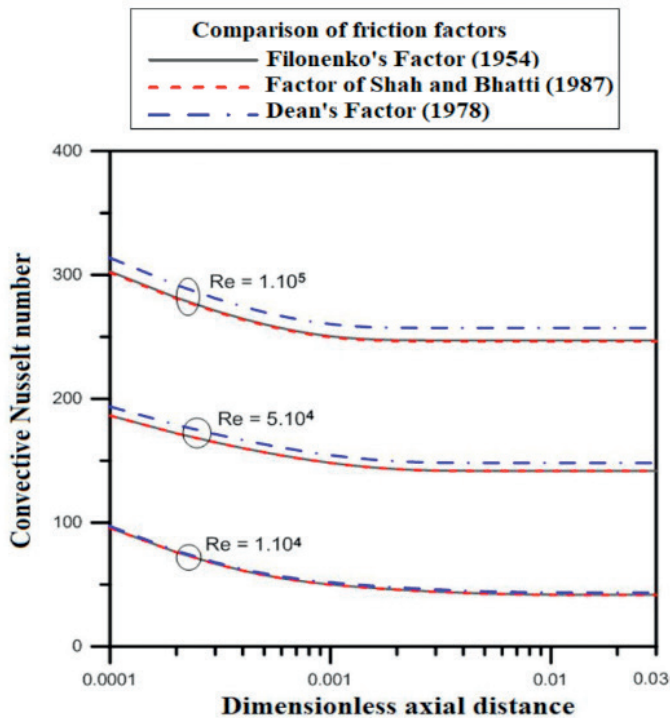


Figure 1. Local Nusselt number for turbulent flow between flat plates, considering $Pr = 1$, $Pr_t = 1$ and turbulence model of Prandtl and Taylor (Flat plates).

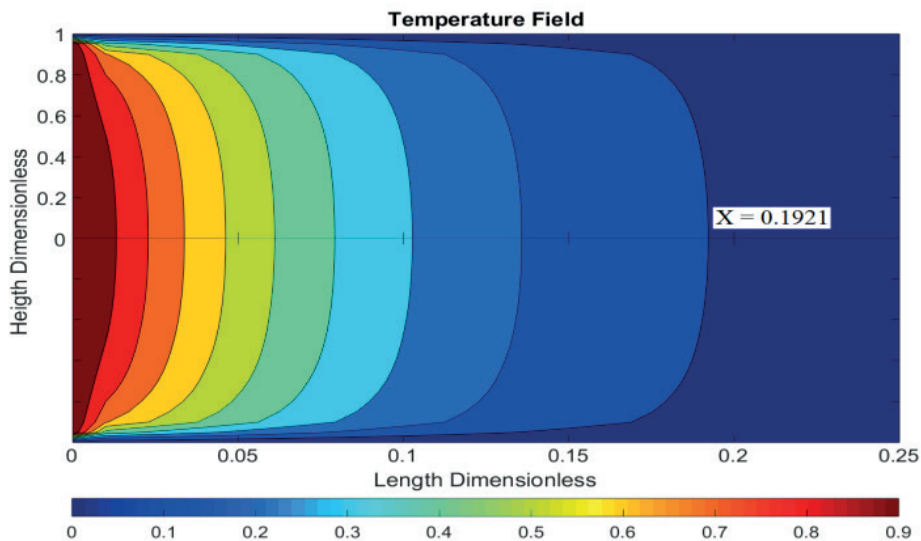


Figure 2. Temperature field for turbulent flow between flat plates, considering $Pr = 1$, $Pr_t = 1$, $Re = 1.10^4$ and friction factor of Filonenko (1954).

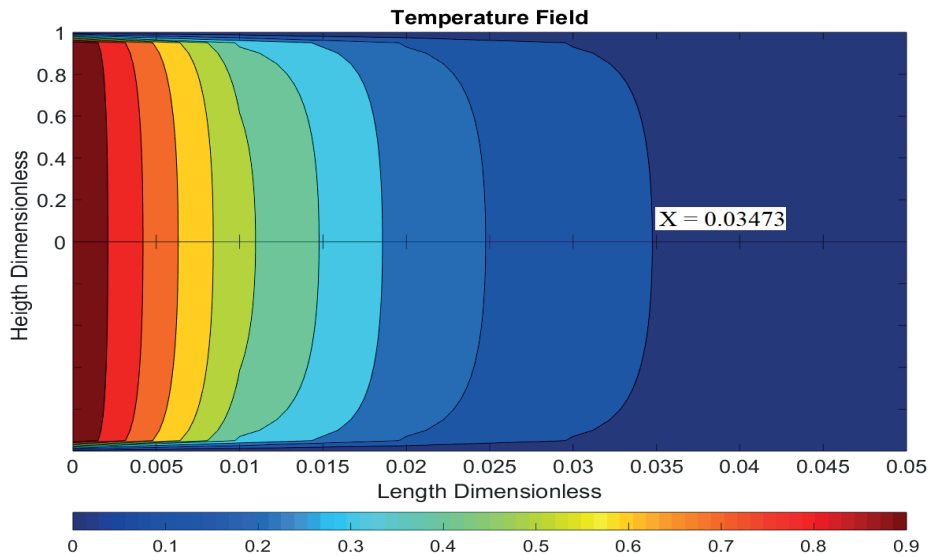


Figure 3. Temperature field for turbulent flow between flat plates, considering $Pr = 1$, $Pr_i = 1$, $Re = 1.10^5$ and friction factor of Filonenko, (1954).

The Table 2 shows the influence that the friction factor and the Reynolds and Prandtl numbers exert on the prediction of the dimensionless thermal input length. In the table 2 analyzes the case of flow between flat plates. In table it is considered the combination of different numbers of Reynolds (1.10^4 , 5.10^4 and 1.10^5), different numbers of Prandtl (0.72, 1 and 2) and different correlations for the friction factor Dean, (1978), Filonenko, (1954) and Bhatti-Shah, (1987). The results presented allow to estimate, for each investigated situation, a trend value for the dimensionless length of thermal development, which can represent extremely important information in practical situations.

Flat Plates - $Pr_i = 1$								
$Pr = 0.72$			$Pr = 1$			$Pr = 2$		
$Re = 1.10^4$	$Re = 5.10^4$	$Re = 1.10^5$	$Re = 1.10^4$	$Re = 5.10^4$	$Re = 1.10^5$	$Re = 1.10^4$	$Re = 5.10^4$	$Re = 1.10^5$
0.2100 ^a	0.0676 ^a	0.0399 ^a	0.1921 ^a	0.0588 ^c	0.0347 ^a	0.1670 ^a	0.0471 ^a	0.0266 ^a
0.2108 ^b	0.0676 ^b	0.0400 ^b	0.1929 ^b	0.0588 ^b	0.0349 ^b	0.1676 ^b	0.0471 ^b	0.0267 ^b
0.2022 ^c	0.0649 ^c	0.0388 ^c	0.1847 ^c	0.0565 ^c	0.0333 ^c	0.1598 ^c	0.0451 ^c	0.0256 ^c
0.2189 ^d	0.0712 ^d	0.0428 ^d	0.1910 ^d	0.0599 ^d	0.0360 ^d	0.1447 ^d	0.0432 ^d	0.0257 ^d
0.2197 ^e	0.0712 ^e	0.0429 ^e	0.1917 ^e	0.0599 ^e	0.0361 ^e	0.1453 ^e	0.0433 ^e	0.0257 ^e
0.2109 ^f	0.0683 ^f	0.0411 ^f	0.1838 ^f	0.0577 ^f	0.0348 ^f	0.1388 ^f	0.0410 ^f	0.0248 ^f
0.2204 ^g	0.0713 ^g	0.0429 ^g	0.1942 ^g	0.0606 ^g	0.0364 ^g	0.1480 ^g	0.0441 ^g	0.0262 ^g
0.2212 ^h	0.0713 ^h	0.0430 ^h	0.1950 ^h	0.0606 ^h	0.0365 ^h	0.1486 ^h	0.0441 ^h	0.0262 ^h
0.2123 ⁱ	0.0684 ⁱ	0.0412 ⁱ	0.1868 ⁱ	0.0582 ⁱ	0.0352 ⁱ	0.1420 ⁱ	0.0419 ⁱ	0.0253 ⁱ

0.2492 ^l	0.0831 ^j	0.0493 ^j	0.2164 ^j	0.0693 ^j	0.0407 ^j	0.1629 ^j	0.0490 ^j	0.0286 ^j
0.2500 ^k	0.0832 ^k	0.0494 ^k	0.2171 ^k	0.0694 ^k	0.0409 ^k	0.1635 ^k	0.0490 ^k	0.0287 ^k
0.2407 ^l	0.0794 ^l	0.0479 ^l	0.2086 ^l	0.0666 ^l	0.0394 ^l	0.1566 ^l	0.0471 ^l	0.0278 ^l

Table 2. Dimensionless length of thermal development for the turbulent flow between flat plates.

a – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Filonenko, (1954) (Model of Prandtl and Taylor)

b – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Prandtl and Taylor)

c – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Dean, (1978) (Model of Prandtl and Taylor)

d – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Filonenko, (1954) (Model of Von Karman)

e – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Von Karman)

f – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Dean, (1978) (Model of Von Karman)

g – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Filonenko, (1954) (Model of Rannie)

h – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Rannie)

i – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Dean, (1978) (Model of Rannie)

j – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Filonenko, (1954) (Model of Reichardt and Spalding)

k – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Shah and Bhatti, (1987) (Model of Reichardt and Spalding)

l – Dimensionless length of thermal development with friction factor of Dean, (1978) (Model of Reichardt and Spalding)

In the present study the thermal input length is defined as the maximum axial length required for the fluid to reach its final temperature with a margin of 10% relative difference. In practical situations this information may be relevant in the dimensioning process of the thermal equipment.

As predicted, the results differ from each other, but not with a very significant difference. Through this table it is possible to estimate, for a specified situation, the dimensional length of thermal development through equation 5a, that is, it is possible to find how many “meters” of duct are necessary to reach the thermal development.

5 I FINAL CONSIDERATIONS

It is concluded from the analysis of the results obtained that the simultaneous application of the CITT and GITT is effective in solving the problem proposed, since the presented formulation was validated with the results found in the specialized literature. In this way, the objectives were reached satisfactorily, where the influence of the Reynolds and Prandtl numbers on the development of the thermal field and the local Nusselt number was shown. The analysis made in the present work is of extreme relevance, since the study of turbulence assumes great importance in engineering swing to the great number of practical applications in which it is present. In applied areas such as heat exchanger design, reactor engineering and power engineering, laminar flow is an exception instead of the rule.

REFERENCES

BHATTI, M.S. AND SHAH, R.K., 1987. "Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts", in: Kakaç, S., Shah, R.K. and Aung, W. (Eds.), Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley, New York.

BROWN, D.M., SANTOS, C.A.C., COTTA, R.M. AND KAKAÇ, S., 1997. "Analysis of Steady Forced Convection in Thermally Developing Turbulent Duct Flows, International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 7, 424-437.

COTTA, R.M., 1998. "The Integral Transform Method in Thermal and Fluid". Science and Engineering, Begell House Inc, NY, USA.

COTTA, R.M., 1993. "Integral Transform in Computational Heat and Fluid Flow". CRC Press, Boca Raton.

DEAN, R.B., 1978. "Reynolds Number Dependence of Skin Friction and other Bulk Flow Variables in Two-Dimensional Rectangular Duct Flow", Journal of Fluids Engineering, 100, 215-223.

FILONENKO, G.K., 1954. "Hydraulic Resistance in Pipes (in Russian)", Teploenergetika, 1, 40-44.

GNIELINSKI, V., 1976. "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemical Engineering, 16, 359-368.

KAKAÇ, S. YENER, Y. W. and Pramuanjaroenkij, A., 2014. "Convective Heat Transfer", CRC Press, 3rd edition, New York.

KAYS, W.M. AND CRAWFORD, M.E., 1980. "Convective Heat and Mass Transfer", McGraw-Hill, New York.

KESTIN, J. AND RICHARDSON, P. D., 1963. "Heat Transfer Across Turbulent, Incompressible Boundary Layers", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6, pp. 147-189.

MIKHAILOV, M. D. and ÖZISIK, M. N., 1984. "Unified Analysis and Solutions of Heat and Mass Diffusion", John Wiley, New York.

MIKHAILOV, M. D. and VULCHANOV, N. L., 1983. "Computational procedure for Sturm-Liouville problems", Journal of computational Physics, v. 5, 323-336.

NIKURADSE, J. (1950). Laws of flow in rough pipes, NACA Tech. Memo. 1292, 62 pp. (translated from German).

NOTTER, R.H. and SLEICHER, C.A. (1971) The Eddy Diffusivity in the Turbulent Boundary Layer near a Wall, Chemical Engineering Science, 26, 161-171.

NOTTER, R.H. and SLEICHER, C.A. (1972) A Solution to the Turbulent Graetz Problem - III. Fully Developed and Entry Region Heat Transfer Rates, Chemical Engineering Science, 27, 2073-2093.

ÖZISIK, M.N., COTTA, R.M. and KIM, W.S. (1989). « Heat Transfer in Turbulent Forced Convection between Parallel-Plates", The Canadian Journal of Chemical Engineering, 67, 771-776.

PLETCHER, R. H., 1988. "Progress in Turbulent Forced Convection", Journal of Heat Transfer, Vol. 110, pp. 1129-1144.

PRANDTL, L., 1910. "Eine Beziehung zwischen, Wärmeaustausch und Stromungswiderstand der Flüssigkeit", Z. Physik, Vol.11, 1910, pp.1072-1078.

RANNIE, W.D., 1956. "Heat Transfer in Turbulent Shear Flow", J. Aero. Sci., Vol. 23, pp. 485-489.

REICHARDT, H., 1951. "Volständige Darstellung der Turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in Glatten Leitungen", Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, 31, 208-219.

SANTOS, C.A.C., BROWN, D.M., KAKAÇ, S. AND COTTA, R.M., 1995. "Analysis of Unsteady Forced Convection in Turbulent Duct Flow", Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 9, pp. 508-515.

SANTOS, C.A.C.; QUARESMA, J.N.N. and LIMA, J. A., 2001. "Convective Heat Transfer in Ducts: the Integral Transform Approach", 348 p., E-Papers, ABCM Mechanical Sciences Series, Rio de Janeiro, Brazil.

SCHLICHTING, H., 1960. "Boundary Layer Theory", translated by J. Kestin (4th ed.), McGraw-Hill, New York.

SHIBANI, A.S. and ÖZISIK, M.N. (1977) A Solution to Heat Transfer in Turbulent Flow between Parallel Plates, International Journal of Heat and Mass Transfer, 20, 565-573.

SLEICHER, C.A., NOTTER, R.H. and CRIPPEN, M.D. (1970) A Solution of Turbulent Graetz Problem by Matched Asymptotic Expansions - I. The Case of Uniform Wall Temperature, Chemical Engineering Science, 25, 845-857.

SPALDING, D.B., 1961. "Heat Transfer to a Turbulent Stream from a Surface with a Step-Wise Discontinuity in Wall Temperature", Proceedings of the International Conference of Developments in Heat Transfer, ASME, Part II, pp. 439-446, Boulder, USA.

TAYLOR, G.I., 1916. "Conditions at the surface of a hot body exposed to the Wind", British Advisory Committee for Aeronautics, 2-R & M, N° 272, pp. 423-429.

VON KARMAN, TH., 1939. "The Analogy between Fluid Friction and Heat Transfer", Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs., Vol.61, pp. 705-710.

SELEÇÕES DE SUBSTITUIÇÃO EM UM ALGORITMO GENÉTICO DE CODIFICAÇÃO REAL APLICADO À OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO DE DUPLO ESTÁGIO

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 06/05/2021

Guilherme de Paula Prado

Universidade Tecnológica Federal do Paraná –
UTFPR
Guarapuava – PR
<http://lattes.cnpq.br/8738706187849020>

Renan Manozzo Galante

Universidade Tecnológica Federal do Paraná –
UTFPR
Guarapuava – PR
<http://lattes.cnpq.br/8573919756836467>

RESUMO: Problemas de otimização são comuns aos projetos de sistemas de engenharia. Nos sistemas térmicos, mais especificamente, pode-se desejar otimizar a potência, a transferência de calor, a eficiência térmica, custos totais, etc. Estes sistemas possuem muitos parâmetros de otimização, cujas influências no funcionamento do sistema podem ser imprevisíveis e de comportamento não linear. Devido à complexidade da otimização de sistemas térmicos, a utilização de algoritmos avançados de otimização torna-se atrativa. O presente trabalho se propõe a comparar a eficiência de um algoritmo genético de codificação real na otimização de um ciclo Rankine orgânico de duplo estágio, considerando dois tipos de seleção de substituição. Resultados apontaram para a convergência mais rápida e para valores mais próximos entre si quando utilizada a seleção

($\mu + \lambda$). A seleção (μ , λ) apresentou uma maior dispersão entre os valores ótimos encontrados, o que pode estar relacionado à maior diversidade da população.

PALAVRAS - CHAVE: Algoritmo Genético, Otimização, Seleção, Sistemas Térmicos

REPLACEMENT SELECTIONS IN A REAL-CODED GENETIC ALGORITHM APPLIED TO THE OPTIMIZATION OF A DOUBLE STAGE ORGANIC RANKINE CYCLE

ABSTRACT: Optimization problems are common in engineering systems designing. More specifically, in thermal systems, it is desirable to optimize the net power, the heat transfer, thermal efficiency, total costs, etc. These systems have various optimization parameters which influence into the system operation may be unpredictable and with nonlinear behavior. Due to the complexity in optimizing thermal systems, the use of advanced algorithms of optimization become attractive. The present work proposes to compare the efficiency of a real-coded genetic algorithm in optimizing a double stage organic Rankine cycle, considering two types of replacement selection. Results point to a fastest convergence when using ($\mu + \lambda$) selection. The (μ , λ) selection presented a greater dispersion between the optimum values found which may be related to the greater diversity of population.

KEYWORDS: Genetic Algorithm, Optimization, Selection. Thermal Systems.

1 | INTRODUÇÃO

1.1 Otimização

Otimização é a tarefa de encontrar a melhor solução para um determinado problema. Geralmente procura-se por uma solução ótima global cuja a qual é a melhor solução para todo o domínio deste problema. Problemas de otimização são comuns nas mais diversas áreas, desde a vida cotidiana às áreas da matemática, engenharia, ciências naturais e sociais, ciência da computação, entre outras. De forma resumida, toda situação em que se pretende maximizar algo como lucro, ou minimizar algo como gasto energético, trata-se de um problema de otimização (KRAMER, 2017).

Matematicamente, um problema de otimização pode ser descrito de forma genérica como (YANG, 2010):

$$\begin{aligned} & \min_{x \in \mathbb{R}} f_i(x), & (i = 1, 2, \dots, M), \\ \text{sujeita a} \quad & \phi_j(x) = 0, & (j = 1, 2, \dots, J), \\ & \psi_k(x) \leq 0, & (k = 1, 2, \dots, K), \end{aligned} \quad (1)$$

em que $f_i(x)$, $\phi_j(x)$ e $\psi_k(x)$ são funções do vetor

$$X = \langle x_1, x_2, \dots, x_n \rangle^T \quad (2)$$

Os componentes x_i do vetor X são chamados parâmetros ou variáveis de decisão/otimização. As funções f_i são chamadas de funções objetivo e, para os casos em que $M = 1$, há apenas uma função objetivo. O domínio que contém as variáveis de decisão é chamado de espaço de busca \mathbb{R}^n . As igualdades $\phi_j(x)$ e as desigualdades $\psi_k(x)$ são restrições deste espaço de busca. As desigualdades também podem ser do tipo ≥ 0 e, a otimização, formulada como um problema de maximização (YANG, 2010).

Nos diversos campos da engenharia, problemas de otimização são abundantes. Otimização é recorrente em aplicações de projeto, modelagem, caracterização, controle, produção, etc. Muitos problemas da vida real possuem mais de uma solução e, assim, a otimização pode ser realizada encontrando-se o conjunto de parâmetros/variáveis que melhor soluciona o problema, em termos de algum critério de desempenho. À melhor solução possível, dá-se o nome de solução ótima. Problemas que admitem somente uma solução não são otimizáveis, pois apenas um único conjunto de parâmetros é aceitável (ANTONIOU; LU, 2007).

Lopes e Takahashi (2011) afirmam que o projeto de sistemas de engenharia requer o uso de técnicas capazes de tratar o grande número de soluções que estes sistemas possuem, abordando um número reduzido de soluções consideradas ótimas que implicam

em sistemas econômicos, confiáveis e de bom desempenho. Estas técnicas são chamadas de técnicas ou métodos de otimização que, com o avanço da tecnologia, tornam-se cada vez mais frequentes e importantes.

A otimização também é um procedimento comum ao projeto de sistemas térmicos, onde considera-se um requisito específico, como transferência de calor, eficiência térmica, capacidade de resfriamento, etc. Além dos requisitos citados anteriormente, é razoável minimizar o custo total do sistema. Deste modo, o processo de otimização se torna complexo, cuja função objetivo deve considerar um grande número de variáveis e restrições de projeto. A influência das variáveis de otimização geralmente é imprevisível e de comportamento não linear, e a função objetivo pode apresentar vários ótimos locais. Nestes casos, a utilização de algoritmos avançados de otimização torna-se atrativa, cujo os quais encontram soluções suficientemente próximas do ótimo global, com custo computacional e tempo razoáveis (PATEL; SAVSANI; TAWHID, 2019).

O presente trabalho tem como objetivo estudar o desempenho e a performance de um algoritmo genético de codificação real (RCGA – do inglês *Real-Coded Genetic Algorithm*) em relação às seleções de substituição ($\mu + \lambda$) e (μ, λ) (lê-se mu plus lambda e mu comma lambda, respectivamente), aplicado à otimização do ciclo Rankine orgânico de duplo estágio (DS ORC – do inglês *Double Stage Organic Rankine Cycle*) estudado por Braimakis e Karellas (2018).

Em seu trabalho, Braimakis e Karellas (2018) otimizaram um DS-ORC conectado em série via força bruta, para 28 diferentes pares de fluidos de trabalho. Prado e Galante (2020) propuseram um RCGA para a otimização do mesmo DS-ORC e os mesmos pares de fluidos, e demonstraram que essa abordagem pode gerar soluções satisfatórias, cuja as quais podem ser melhoradas executando-se o algoritmo diversas vezes. No presente trabalho, para comparar a influência das seleções ($\mu + \lambda$) e (μ, λ), apenas um par de fluido será utilizado.

1.2 Algoritmo Genético de Codificação Real

O algoritmo genético (GA – do inglês *Genetic Algorithm*) é descrito por Kramer (2017) descreve um GA como modelo ou abstração da evolução biológica, baseada na teoria da seleção natural de Charles Darwin.

Um GA procura por soluções ótimas ao realizar um processo de evolução artificial. Esse processo começa com uma primeira geração formada por soluções candidatas geradas de forma aleatória. Então, um processo evolucionário começa recombinação duas ou mais soluções por meio de um operador de cruzamento (*crossover*). Novas soluções também podem ser criadas ou modificadas por um operador de mutação. As melhores soluções geradas após cruzamento e/ou mutação são selecionadas (ou tendem a ser selecionadas) para a próxima geração (KRAMER, 2017).

Os GAs foram apresentados como métodos de otimização pela primeira vez por

John Holland em 1975, nos Estados Unidos. O primeiro GA tem representação binária, baixa probabilidade de mutação, seleção proporcional à aptidão e ênfase na recombinação para gerar novas soluções candidatas. Este algoritmo genético é comumente mencionado como “GA canônico” ou “GA simples” (SGA – do inglês *Simple Genetic Algorithm*) (EIBEN; SMITH, 2016).

GAs de representação binária se mostraram ineficientes em aplicações de alta precisão, multidimensionais, ou em problemas de domínio contínuo se comparados aos RCGAs. Nos RCGAs, as variáveis, que são representadas por números no formato de ponto flutuante (*floating-point*), são genes que formam os cromossomos dos indivíduos, cujo os quais são alterados por diferentes operadores genéticos (CHAMBERS, 2000).

Ao comparar os GAs de representação binária com os RCGAs, Michalewicz (1996) concluiu que a representação por ponto flutuante é mais rápida, mais consistente e promove maior precisão. Essa representação por ponto flutuante também é descrita como de fácil implementação, já que é mais fiel ao domínio do problema.

Segundo Stefanoiu (2014), a estratégia/seleção de substituição ou sobrevivência, que escolhe quais indivíduos da geração atual passarão para a próxima geração, têm relação com as propriedades de *exploitation* (capacidade de convergência rápida) e *exploration* (capacidade de exploração do domínio do problema) do GA. Portanto, as seleções ($\mu + \lambda$) e (μ, λ) serão abordadas e analisadas em relação à convergência e exploração do domínio do problema.

Na seleção ($\mu + \lambda$), um número μ de indivíduos é selecionado entre o conjunto de indivíduos da população atual e o conjunto de λ indivíduos gerados pelos operadores genéticos (cruzamento e/ou mutação). Na seleção (μ, λ), toda a população atual é descartada e sobreviventes são escolhidos somente entre o conjunto de λ indivíduos gerados (KRAMER, 2017). O procedimento de otimização com o RCGA será melhor descrito e detalhado na METODOLOGIA.

2 | METODOLOGIA

Braimakis e Karellas (2018) otimizaram um DS ORC via força bruta. Nesse trabalho, a otimização foi realizada pela maximização da eficiência exergética, variando-se um conjunto de parâmetros de um limite inferior a um limite superior. Esse procedimento de otimização foi repetido para diferentes valores de temperatura da fonte quente, variando entre 100 e 300°C, em incrementos de 20 K. Além disso, essa otimização é executada para 28 diferentes combinações de fluido de trabalho.

Como o intuito do presente trabalho é comparar duas estratégias de substituição em um RCGA, a mesma planta e a mesma modelagem de Braimakis e Karellas (2018) serão consideradas, mas apenas um par de fluido de trabalho (Ciclopentano e R1234yf) será analisado, com a temperatura da fonte quente fixada em 240°C. A modelagem,

algumas considerações e o processo de otimização serão melhor detalhados nas próximas subseções.

2.1 Modelagem

Braimakis e Karellas (2018) modelaram o DS ORC como sendo dois ciclos Rankine orgânicos de único estágio conectados em série, operando em alta e baixa temperatura, respectivamente, como mostrado na Figura 1. Assim como na metodologia de Braimakis e Karellas (2017), a fonte quente será considerada como água quente pressurizada. Os ciclos de alta temperatura (HT – do inglês *High Temperature*) e de baixa temperatura (LT – do inglês *Low Temperature*) têm a mesma configuração. Como o fluido do trabalho do ciclo HT deve possuir temperatura crítica igual ou superior ao ciclo LT, o ciclopentano (temperatura crítica de 238,6°C) é assumido como fluido de trabalho do ciclo HT e o R1234yf (temperatura crítica de 94,70°C) como fluido de trabalho do ciclo LT.

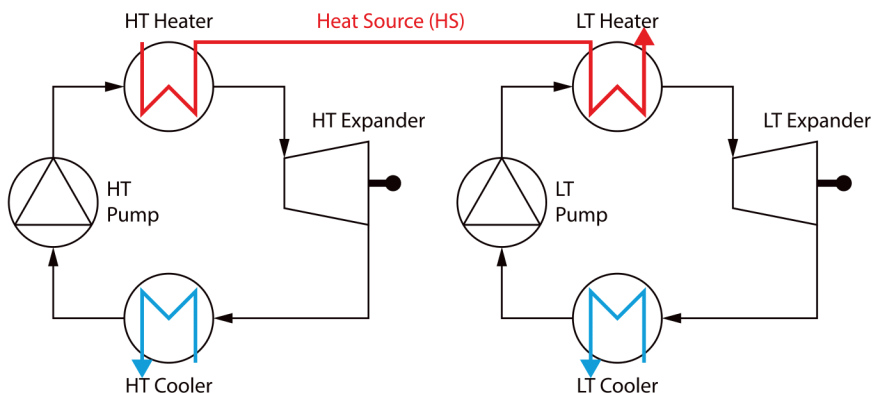


Figura 1: Representação do ciclo Rankine orgânico de duplo estágio.

Fonte: adaptado de Braimakis e Karellas (2018).

Assim como em Braimakis e Karellas (2018), a função objetivo utilizada para a otimização do DS ORC é a eficiência exergética (eficiência da segunda lei), calculada pela Equação 3.

$$\eta_{ex} = \frac{P_{e,liq}}{\dot{E}_{fq}} \quad (3)$$

Na Equação 3, $P_{e,liq}$ é a soma das potências líquidas geradas nos ciclos HT e LT, e \dot{E}_{fq} é a taxa exergética da corrente da fonte quente na entrada do sistema, dada pela Equação 4. Assume-se uma capacidade máxima teórica de 500 kW para a fonte quente.

$$\dot{E}_{fq} = \dot{m}_{fq}[(h_{fq,ent} - h_{fq,ref}) - T_0(s_{fq,ent} - s_{fq,ref})] \quad (4)$$

No presente trabalho, assim como em Braimakis e Karellas (2018), as propriedades termofísicas são calculadas usando a biblioteca CoolProp, desenvolvida e apresentada por Bell *et al.* (2014).

2.2 Variáveis de Otimização e Considerações

Em Braimakis e Karellas (2018), as seguintes variáveis de otimização são consideradas: pressões de evaporação dos ciclos HT e LT, *pinch point* da caldeira de recuperação (também mencionada como evaporador) e temperatura de condensação no estágio HT. Essas variáveis de otimização (em negrito) e as principais considerações e suposições para o sistema são apresentadas na Tabela 1.

<u>Eficiências</u>	
Eficiência eletromecânica ($\eta_m \eta_G$)	0,95
Eficiência do motor da bomba (η_M)	0,85
Eficiência isentrópica do expansor ($\eta_{exp,is}$)	0,75
Eficiência isentrópica da bomba ($\eta_{bomba,is}$)	0,70
<u>Trocadores de calor</u>	
Pinch point no evaporador HT (PP_{HT})	a ser otimizado (5 a 40 K)
Pinch point no evaporador LT	5 K
Incremento na temperatura da água de resfriamento	10 K
<u>Limites globais de pressão e temperatura</u>	
Pressão no evaporador HT (p_{HT})	a ser otimizada
Pressão no evaporador LT (p_{LT})	a ser otimizada
Temperatura de condensação no ciclo HT ($T_{cond,HT}$)	a ser otimizada (40 a 140°C)
Mínimas temperaturas de condensação HT e LT (°C)	$\max(40, T_{sat}(p = 5 \text{ kPa}))$
Pressão de evaporação mínima (HT e LT)	$1,5 p_{cond}$
Pressão de evaporação máxima (HT e LT)	$\min(40E+2 \text{ kPa}, 1,4p_{crit})$

Tabela 1: Variáveis de otimização e principais considerações.

Fonte: Braimakis e Karellas (2018).

2.3 Procedimento se Otimização com o RcgA

O procedimento de otimização com o RCGA se inicia pela criação de indivíduos com cromossomos contendo as variáveis de otimização como seus genes. O cromossomo de um indivíduo é representado por um vetor de números de ponto flutuante. Um indivíduo pode ser descrito pela Equação 2, em que x_1, x_2, \dots, x_n são genes representados por números de ponto flutuante.

Como visto anteriormente, Braimakis e Karellas (2018) consideraram PP_{HT} , p_{HT} , p_{LT} e $T_{cond,HT}$ como variáveis de otimização. Deste modo, para este problema de otimização, cada indivíduo tem 4 genes, e pode ser representado pela Equação 5.

$$X_i = \langle PP_{HT}, p_{HT}, p_{LT}, T_{cond,HT} \rangle^T \quad (5)$$

Para cada indivíduo da população inicial, os genes ou variáveis de otimização são selecionados aleatoriamente dentro dos limites mostrados na Tabela 2.

5	≤	PP_{HT}	≤	40 K
$1,5 p_{cond}$	≤	p_{HT}	≤	$\min(40E+2 \text{ kPa}, 1,4 p_{crit})$
$1,5 p_{cond}$	≤	p_{LT}	≤	$\min(40E+2 \text{ kPa}, 1,4 p_{crit})$
40	≤	$T_{cond,HT}$	≤	140°C

Tabela 2: Limites das variáveis de otimização.

Fonte: autoria própria.

Inicialmente, o tamanho da população (n_{pop}), geralmente fixo, é definido. Então, n_{pop} indivíduos são criados aleatoriamente como mencionado anteriormente, dentro dos limites apresentados na Tabela 2. Um fluxograma que representa o procedimento de otimização com o RCGA a partir da criação da população inicial é mostrado na Figura 2.

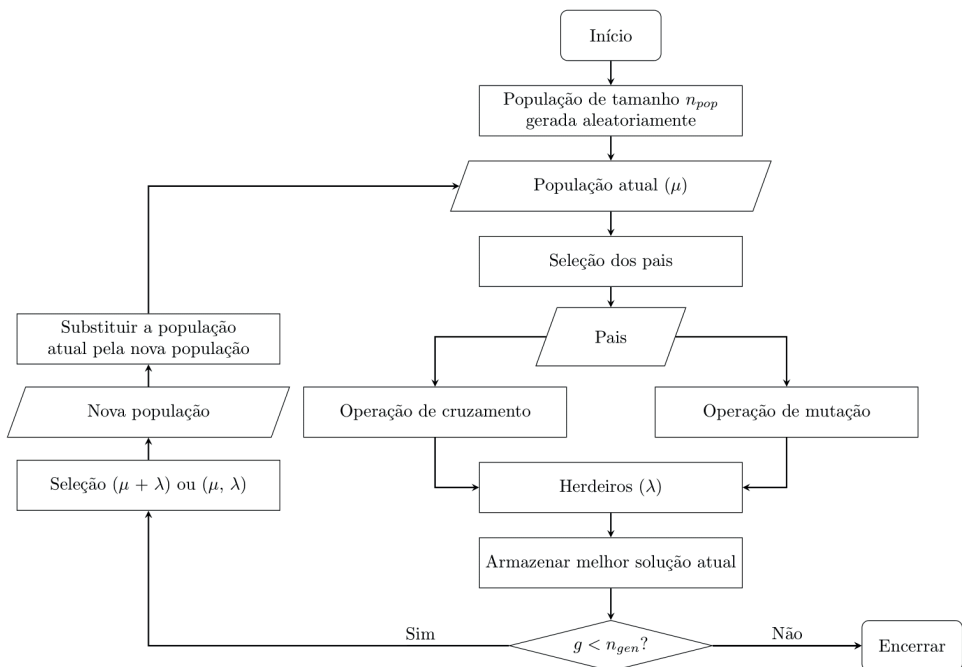


Figura 2: Fluxograma do processo evolutivo do RCGA.

Fonte: Autoria própria.

Após a população inicial ser criada, cada indivíduo é avaliado baseado em sua aptidão. No problema do presente trabalho, a aptidão é calculada utilizando os genes dos indivíduos como parâmetros na modelagem do DS ORC, e calculando a eficiência exergética pela Equação 3. Como o objetivo desta otimização é a maximização da eficiência exergética, a aptidão dos indivíduos pode ser considerada como sendo o próprio valor calculado pela Equação 3 e, deste modo, os indivíduos mais aptos são aqueles com maiores valores de eficiência exergética.

Com a avaliação de todos os indivíduos da população, é possível selecionar alguns deles como “pais”, com base em suas aptidões. Os pais são indivíduos selecionados (par a par) para gerarem novas soluções através de cruzamento ou mutação. As novas soluções candidatas são chamadas de “filhos” ou “herdeiros”. Existem diversas formas de seleção parental, mas no presente trabalho os pais são escolhidos de forma aleatória para não aplicar muita seleção ao RCGA.

Os operadores de cruzamento e mutação são aplicados paralelamente até que um conjunto de filhos de tamanho λ (número inteiro escolhido pelo usuário) seja criado. Deste modo, deve-se definir as probabilidades de cruzamento e mutação p_c e p_m , respectivamente. Os valores de p_c e p_m definem com que frequência os operadores de cruzamento e mutação ocorrerão, e ambos devem estar dentro do intervalo $[0,1]$, obedecendo a condição $(p_c + p_m) \leq 1,0$. A criação do conjunto de filhos ocorre de forma iterativa até que o conjunto de herdeiros tenha λ indivíduos. Em cada iteração, um número r no intervalo $[0,1]$ é escolhido aleatoriamente; se $r < p_c$, então dois pais são escolhidos e aplica-se o operador de cruzamento, gerando-se dois filhos, mas apenas o primeiro filho gerado é adicionado à população de herdeiros; se $p_c < r \leq (p_c + p_m)$, um pai é escolhido e aplica-se o operador de mutação, em que cada gene do cromossomo pode ser modificado individualmente de acordo com um número ind_{pb} definido pelo usuário, e o indivíduo é escolhido pela seleção parental e adicionado ao conjunto de herdeiros; se $(p_c + p_m) < 1$ e $r > (p_c + p_m)$, então um indivíduo é escolhido pela seleção parental e adicionado ao conjunto de herdeiros, sem sofrer modificações pelos operadores anteriores.

Existem diversos operadores de cruzamento para os RCGAs, alguns deles são revisados por Herrera *et al.* (1998) e Sorsa *et al.* (2008). O operador de cruzamento escolhido para o presente RCGA é o SBX (do inglês – *Simulated Binary Crossover*), apresentado por Deb e Agrawal (1995). No SBX, a probabilidade de cruzamento (p_c) e um índice de distribuição (n_c), geralmente fixos, são definidos. n_c define o quão próximos (em relação aos valores das variáveis de otimização) os filhos serão de seus respectivos pais.

O operador de mutação utilizado neste RCGA é o Polynomial Mutation Operator, que é estudado por Deb e Ayan Deb (2014). Nesse operador, o usuário deve definir uma probabilidade de mutação (p_m) e um índice de distribuição (n_m). n_m define o quão próximos os filhos serão de seus respectivos pais. Os operadores de cruzamento e mutação descritos anteriormente são limitados de forma a garantir que os valores das variáveis de otimização

não excedam os valores mostrados na Tabela 2.

Após o conjunto de herdeiros ser completado, a nova população é selecionada pela estratégia de substituição. Como mencionado anteriormente, no presente trabalho serão consideradas duas diferentes abordagens para o RCGA, as seleções $(\mu + \lambda)$ e (μ, λ) . Na seleção $(\mu + \lambda)$, a nova geração é selecionada entre o conjunto de herdeiros (de tamanho λ) e o conjunto da população atual (de tamanho μ), preservando-se as melhores soluções encontradas em cada geração. Na seleção (μ, λ) , o conjunto (μ) é descartado, e a nova população é escolhida somente entre os indivíduos do conjunto de herdeiros (de tamanho λ), e desta forma, nem sempre as melhores soluções encontradas são preservadas. Vale destacar que no presente RCGA, o tamanho da população se mantém constante ao longo das gerações e, desta forma, o número μ , que define quantos indivíduos são selecionados para a próxima geração, é considerado como igual a n_{pop} .

A substituição da população atual pela nova população determina uma nova geração. Todos os processos de seleção de pais e criação de filhos por cruzamento e/ou mutação são repetidos até que um número máximo de gerações (definido pelo usuário) seja alcançado e, a melhor solução encontrada em todas as gerações é considerada como a solução ótima.

3 | RESULTADOS

O RCGA foi executado trinta vezes para cada estratégia de substituição. A cada execução do algoritmo, o valor da melhor solução encontrada em cada geração é armazenado. Considerou-se os seguintes parâmetros: $n_{pop} = \mu = 25$, $\lambda = 50$, $\rho_c = 0,7$, $\eta_c = 0,5$, $\rho_m = 0,3$, $ind_{pb} = 0,3$, $\eta_m = 2$, $\eta_{gen} = 50$. A Figura 3 apresenta as melhores soluções encontradas pelas várias execuções do RCGA ao longo das gerações.

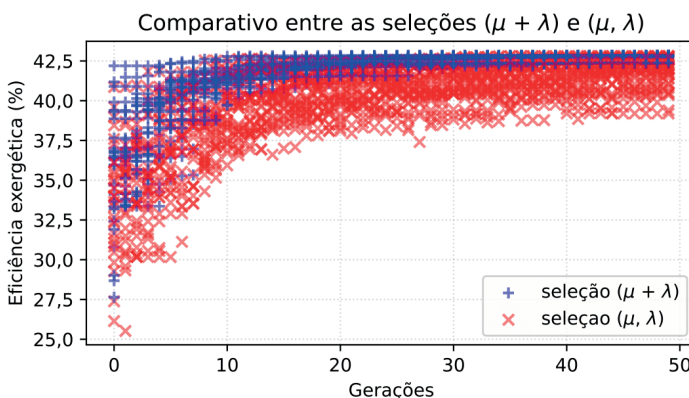


Figura 3: Melhores soluções encontradas em cada geração, em 30 execuções do RCGA.

Fonte: autoria própria.

Como pode-se observar no gráfico da Figura 3, os pontos referentes aos melhores valores encontrados pela seleção (μ, λ) apresentam uma maior dispersão, se comparados aos valores encontrados pela seleção $(\mu + \lambda)$, em todo o processo de busca pela solução ótima. Essa dispersão pode ser melhor observada na Figura 4, que apresenta o desvio padrão dos melhores valores encontrados em cada geração, para cada seleção de substituição.

A diferença na dispersão dos valores encontrados pelos dois tipos de seleção de substituição, apresentadas nas Figuras 3 e 4, pode estar relacionada às propriedades de *exploration* e *exploitation*. A propriedade de *exploration*, segundo Stefanoiu (2014), está associada à diversidade da população, o que permite uma maior exploração do domínio do problema e evita a estagnação do algoritmo em um mínimo ou máximo local. Utilizando o desvio padrão como medida de diversidade, é possível observar que a seleção (μ, λ) se sobressai em relação à $(\mu + \lambda)$ nesse sentido. Zhu (2003) além de estudar o desvio padrão como medida de diversidade, afirma que a queda do mesmo está relacionada à convergência da população. A habilidade de evitar ótimos locais não pôde ser observada na otimização do problema abordado no presente trabalho.

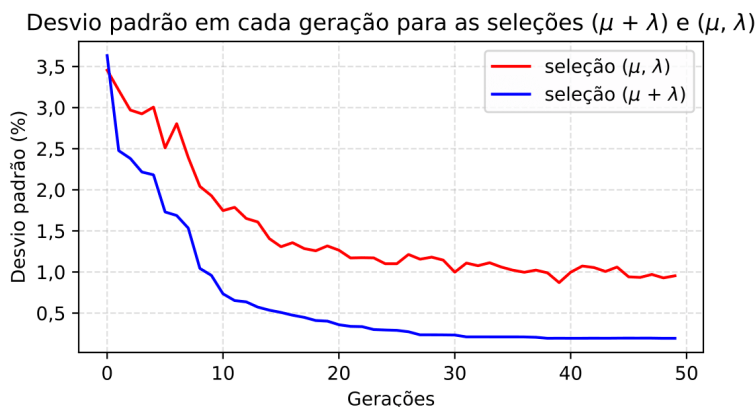


Figura 4: Desvio padrão das aptidões em cada geração, em 30 execuções do RCGA.

Fonte: autoria própria.

A propriedade de *exploitation*, isto é, de convergência rápida segundo Stefanoiu (2014), pode ser observada pela seleção $(\mu + \lambda)$ em relação à (μ, λ) em análise da Figura 3. Como Zhu (2003) afirma, esta convergência mais rápida também pode ser observada pelo gráfico da Figura 4, em que o desvio padrão das aptidões da seleção $(\mu + \lambda)$ se mostra menor em praticamente toda a busca, com exceção das primeiras gerações. Além da convergência mais rápida, a seleção $(\mu + \lambda)$ encontrou melhores soluções em todas as execuções, resultado que é apresentado na Figura 5, em que o valor das melhores soluções encontradas pelas duas formas de seleção de substituição é mostrado de forma

crescente. Outra propriedade apresentada pela seleção $(\mu + \lambda)$ diz respeito a encontrar soluções ótimas com valores mais próximos entre si: o desvio padrão das soluções ótimas de cada execução foi calculado, sendo igual a 0,19% para a seleção $(\mu + \lambda)$ e 0,48% para a seleção (μ, λ) .

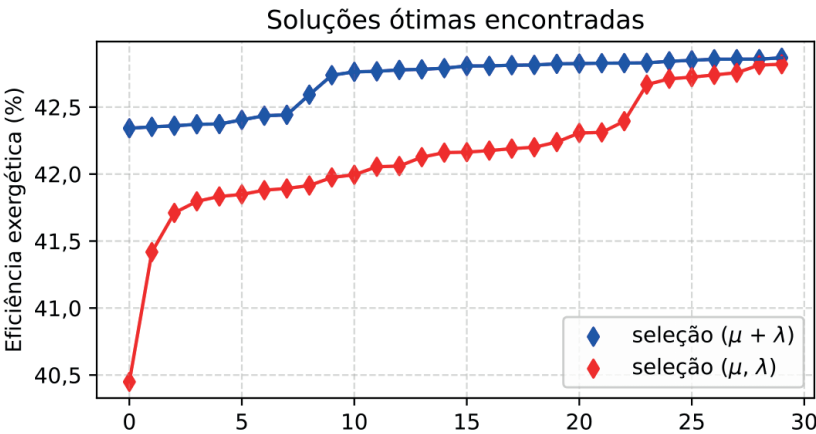


Figura 5: Melhores soluções encontradas, em ordem crescente.

Fonte: autoria própria.

A melhor solução encontrada em todas as execuções resultou em uma eficiência exergética de 42,87%, com os valores para as variáveis de otimização apresentados na Tabela 3.

PP_{HT}	5 K
p_{HT}	1473,4 kPa
p_{LT}	1874,4 kPa
$T_{cond,HT}$	40 K

Tabela 3: Valores ótimos para as variáveis de decisão.

Fonte: autoria própria.

Para os valores da Tabela 3, um diagrama Q-T do DS ORC é mostrado na Figura 6. Este diagrama apresenta a quantidade de calor da fonte quente que é absorvida pelos estágios HT e LT; a linha vermelha representa a temperatura da fonte quente, que diminui conforme fornece calor para o sistema; a linha azul apresenta a temperatura dos fluidos de trabalho dos estágios HT e LT. Neste diagrama também é possível observar como é feita a análise de *pinch point*: a partir de uma discretização da caldeira de recuperação, em que

o processo de fornecimento de calor para o sistema é dividido em diversas partes, o *pinch point* é considerado como a menor diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio encontrada. Graficamente, o *pinch point* é a menor distância entre as linhas vermelha e azul, em cada estágio do DS ORC.

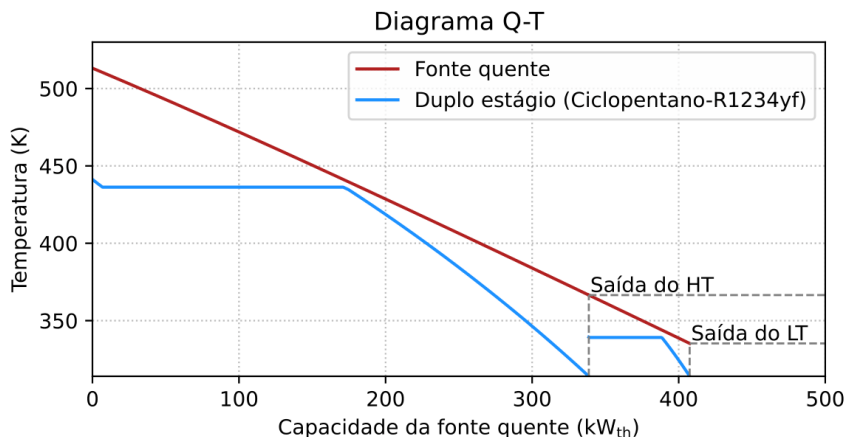


Figura 6: Diagrama Q-T do DS ORC.

Fonte: autoria própria.

4 | CONCLUSÃO

A utilização de um RCGA para a otimização do DS ORC abordado no presente trabalho já havia sido estudada por Prado e Galante (2020), que obtiveram resultados similares à otimização por força bruta realizada por Braimakis e Karellas (2018). Prado e Galante (2020), assim como Braimakis e Karellas (2018), observaram que a otimização do DS ORC pode recomendar a configuração de um SS ORC (ciclo Rankine de único estágio – do inglês *Single Stage Organic Rankine Cycle*), a depender principalmente da temperatura da fonte quente e da temperatura crítica dos fluidos de trabalho.

O presente trabalho apresentou a utilização de duas formas de seleção de substituição no RCGA, na otimização do mesmo DS ORC apresentado por Braimakis e Karellas (2018). Em um processo iterativo do RCGA, a seleção ($\mu + \lambda$) escolhe para a próxima geração uma quantidade μ de indivíduos com melhor aptidão entre os conjuntos da população atual e dos herdeiros gerados nesta iteração. A seleção (μ, λ) por sua vez, descarta o conjunto da população atual e escolhe uma quantidade μ de indivíduos, mas somente entre o conjunto dos herdeiros gerados nesta iteração, também com base na aptidão.

Segundo Stefanoiu (2014), os GAs devem apresentar um bom *trade-off* entre *exploration* e *exploitation*, duas propriedades ligadas à diversidade da população e à

convergência rápida, respectivamente. Ambas as formas de seleção foram analisadas conforme as propriedades citadas anteriormente. Para a análise, o RCGA foi executado trinta vezes para cada tipo de seleção, totalizando em sessenta execuções do algoritmo.

As execuções do RCGA possibilitaram a verificação de uma maior dispersão dos valores ótimos encontrados pela seleção (μ, λ) , o que pôde ser observado pelo desvio padrão em cada geração, maior em praticamente todas as gerações, se comparada à seleção $(\mu + \lambda)$, como mostrado na Figura 4. O desvio padrão, segundo Zhu (2003), é uma das formas de se medir a diversidade da população. A maior dispersão da aptidão da população na seleção (μ, λ) pode estar ligada à diversidade da população e exploração do domínio do problema, no entanto, no problema de otimização proposto, não foi possível verificar a capacidade de evitar ótimos locais, sendo recomendada em trabalhos futuros o estudo da seleção (μ, λ) na otimização de funções de comportamento conhecido e com grande quantidade de ótimos locais.

Os resultados referentes à seleção $(\mu + \lambda)$ apontaram para uma menor dispersão dos valores ótimos encontrados, ou seja, menor valor do desvio padrão em praticamente todas as gerações, como mostrado na Figura 4. Segundo Zhu (2003), a diminuição do desvio padrão das aptidões da população é um precursor da convergência do algoritmo. A propriedade de convergência mais rápida foi observada pela seleção $(\mu + \lambda)$, que ao mesmo tempo encontrou soluções ótimas melhores que a seleção (μ, λ) em todas as execuções. Além disso, esta seleção encontrou soluções ótimas mais próximas entre si, apresentando um desvio padrão de 0,19% contra 0,48% da solução (μ, λ) .

Com os resultados apresentados, fica claro que, para o problema abordado, a seleção $(\mu + \lambda)$ se mostrou mais vantajosa. Essa vantagem, no entanto, não deve ser estendida a todos os problemas de otimização, pois cada problema tem suas particularidades e, como afirmado anteriormente, o problema de otimização do DS ORC aparentou não possuir problemas com ótimos locais. Para determinados problemas de otimização, a maior dispersão apresentada pela seleção (μ, λ) , relacionada à maior diversidade da população, pode auxiliar o algoritmo a evitar a convergência para ótimos locais. Torna-se interessante portanto, o estudo de ambas as seleções em trabalhos futuros, na otimização de funções conhecidas pela grande quantidade de máximos e mínimos locais, como o caso da função *eggholder*, cuja otimização é apresentada no estudo de Czerniak e Zarzycki (2017) e em muitos outros trabalhos.

REFERÊNCIAS

ANTONIOU, A.; LU, W.-S. **Practical Optimization: Algorithms and Engineering Applications**. [s.l.] Springer US, 2007.

BELL, I. H. et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 12 fev. 2014.

BRAIMAKIS, K.; KARELLAS, S. Integrated thermoeconomic optimization of standard and regenerative ORC for different heat source types and capacities. **Energy**, v. 121, p. 570–598, 15 fev. 2017.

BRAIMAKIS, K.; KARELLAS, S. Exergetic optimization of double stage Organic Rankine Cycle (ORC). **Energy**, v. 149, p. 296–313, 15 abr. 2018.

CHAMBERS, L. D. (ED.). **The Practical Handbook of Genetic Algorithms: Applications, Second Edition**. 2ª edição ed. Boca Raton, Fla: CRC Press, 2000.

CZERNIAK, J. M.; ZARZYCKI, H. Artificial Acari Optimization as a new strategy for global optimization of multimodal functions. **Journal of Computational Science**, v. 22, p. 209–227, 1 set. 2017.

DE PAULA PRADO, G.; MANOZZO GALANTE, R. **Real-coded genetic algorithm for double-stage organic Rankine cycle exergy optimization**. Proceedings of the 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. **Anais...** In: 18TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING. ABCM, 2020Disponível em: <<http://abcm.org.br/anais-de-eventos/CIT20/0487>>. Acesso em: 3 maio. 2021

DEB, K.; AGRAWAL, R. Simulated Binary Crossover for Continuous Search Space. **Complex Syst.**, 1995.

DEB, K.; DEB, AYAN. Analysing mutation schemes for real-parameter genetic algorithms. **International Journal of Artificial Intelligence and Soft Computing**, v. 4, n. 1, p. 1, 2014.

EIBEN, A. E.; SMITH, J. E. **Introduction to Evolutionary Computing**. Softcover reprint of the original 2nd ed. 2015 edição ed. s.l.: Springer, 2016.

HERRERA, F.; LOZANO, M.; VERDEGAY, J. L. Tackling Real-Coded Genetic Algorithms: Operators and Tools for Behavioural Analysis. **Artificial Intelligence Review**, v. 12, n. 4, p. 265–319, 1998.

KRAMER, O. **Genetic Algorithm Essentials**. [s.l.] Springer International Publishing, 2017.

LOPES, H. S.; TAKAHASHI, F. H. C. **Computação Evolucionária em Problemas de Engenharia**. [s.l.] Omnipax Editora Ltda, 2011.

MICHALEWICZ, Z. **Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs**. 3. ed. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1996.

PATEL, V. K.; SAVSANI, V. J.; TAWHID, M. A. **Thermal System Optimization: A Population-Based Metaheuristic Approach**. [s.l.] Springer International Publishing, 2019.

SORSA, A.; PELTOKANGAS, R.; LEIVISKA, K. **Real-coded genetic algorithms and nonlinear parameter identification**. 2008 4th International IEEE Conference Intelligent Systems. **Anais...** In: 2008 4TH INTERNATIONAL IEEE CONFERENCE “INTELLIGENT SYSTEMS” (IS). Varna, Bulgaria: IEEE, set. 2008Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/4670495/>>. Acesso em: 4 maio. 2021

STEFANOIU, D. **Optimization in engineering sciences: metaheuristics, stochastic methods and decision support**. London, UK : Hoboken, NJ, USA: ISTE Ltd ; John Wiley and Sons Inc, 2014.

YANG, X.-S. **Engineering Optimization: An Introduction with Metaheuristic Applications**. 1ª edição ed. Hoboken, N.J: John Wiley & Sons, 2010.

ZHU, K. Population Diversity in Genetic Algorithm for Vehicle Routing Problem with Time Windows. 1 jan. 2003.

DINÂMICA LINEAR PLANA DE UM TUBO ENGASTADO TRANSPORTANDO FLUIDO COM UMA MASSA ANEXADA NA EXTREMIDADE LIVRE

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 15/05/2021

Milton Aparicio de Oliveira

Universidade Federal do ABC, Departamento
de Engenharia Mecânica
Santo André – SP

<http://lattes.cnpq.br/6230006088768093>

RESUMO: Neste artigo, a dinâmica linear plana de um tubo engastado de transporte de fluido com uma massa fixada na extremidade livre é analisada. Primeiramente, como forças externas, uma carga de pulso aplicada à extremidade livre e o peso próprio do sistema fluido-tubo foram considerados. Para estas cargas, o comportamento dinâmico foi analisado para diferentes velocidades de fluxo. Adicionalmente, para as atuais forças externas aplicadas, foi considerada uma força gravitacional, devido à massa final. O tubo foi considerado uma viga de Euler-Bernoulli com uma rigidez à flexão não desprezível. Apenas deslocamentos transversais e angulares relativos ao eixo indeformado do tubo foram considerados. O fluido considerado é incompressível e o material do tubo elástico. A equação de movimento para o modelo é obtida utilizando o princípio variacional de Hamilton. A integração direta das equações dinâmicas foi resolvida pelo método de Newmark. As análises e simulações numéricas foram realizadas utilizando um código desenvolvido em MATLAB. Este texto demonstrou que na presença da massa final,

para diferentes velocidades de fluxo, o sistema exibe um comportamento dinâmico caótico. Foi demonstrado ainda que para velocidades de fluxo crescentes as frequências naturais do sistema diminuem com o tempo aproximando-se de zero na velocidade crítica teórica.

PALAVRAS - CHAVE: Sistemas dinâmicos, Interações fluido-estrutura.

LINEAR PLANAR DYNAMICS OF A FLUID-CONVEYING CANTILEVERED PIPE WITH A MASS ATTACHED AT THE FREE END

ABSTRACT: In this article, the linear planar dynamics of a fluid-conveying cantilevered pipe with a mass attached at the free end is analyzed. Primarily, as external forces, a pulse load applied to the free end, and the self-weight of the pipe-fluid system were considered. For such loads, the dynamic behavior was analyzed for different flow velocities. Additionally, to the current external applied forces, a gravitational force has been considered, due to the end mass. The pipe was considered an Euler-Bernoulli cantilever beam having a non-negligible flexural rigidity. Only transversal, and angular displacements related to the un-deformed pipe axis were considered. The fluid considered is incompressible, and the material of the pipe is elastic. The equation of motion for the model is obtained using Hamilton's variational principle. The direct integration of the dynamic equations was solved by the Newmark method. Numerical analyzes and simulations were performed using a code developed in MATLAB. This paper demonstrated that in the presence of the end-mass, for different flow velocities, the system exhibits a chaotic dynamic

behavior. It was demonstrated also that for increasing flow velocities the natural frequencies of the system decrease with time approaching to zero at the theoretical critical velocity.

KEYWORDS: Dynamic systems. Fluid-structure interactions.

1 | INTRODUÇÃO

Tubos rígidos são de fundamental importância em sistemas de riser para operações na indústria de extração de petróleo e gás, em águas profundas e ultra profundas. O fluido interno é composto por uma mistura de óleo, gás e água, escoando sob diferentes condições de pressão e temperatura, conhecido como slug flow. Em particular, slug flow é uma operação frequente que ocorre na indústria offshore. A natureza dinâmica deste tipo de escoamento induz forças variáveis no tempo, conduzindo a vibrações estruturais dos sistemas de riser. Essas vibrações podem produzir deflexões consideráveis, e tensões, que podem causar flexão excessiva, empenamento local, ou falha devido à fadiga. Essas condições tornam sua modelagem matemática altamente complexa. O estudo de sistemas de risers sob cargas dinâmicas induzidas por fluxo interno multifásico em águas profundas é recente. Particularmente, na indústria offshore de petróleo e gás existem diversos artigos dedicados para a análise de risers com escoamento interno. Alguns autores analisaram o comportamento dinâmico dos sistemas de risers, envolvendo questões relevantes, como o efeito da rigidez à flexão do tubo condutor, a influência de grandes deformações e a influência do fluxo interno pulsátil, entre outros. Wu e Lou (1981) desenvolveram um modelo matemático para estudar o efeito simultâneo do fluxo de fluido interno, e a rigidez à flexão do tubo, sobre o comportamento dinâmico de risers flexíveis. Os autores concluíram que a rigidez à flexão teve grande influência na resposta dinâmica do riser, sob fluxo interno em altas velocidades de escoamento. Yamamoto (2011) realizou experimentos sobre o efeito do escoamento interno de fluido, sobre o comportamento dinâmico de tubos verticais. O autor observou que a frequência natural do tubo tende a diminuir com o aumento do fluxo de fluido. Onuoha, Li e Duan (2012) consideraram um modelo estrutural linear com pequenos deslocamentos, incluindo os efeitos da tração axial. Os autores desenvolveram a equação de governo do sistema e utilizaram para sua resolução, a técnica aproximada por Diferenças Finitas.

2 | EQUAÇÃO DE GOVERNO

Um tubo engastado é considerado na Fig. 1. As hipóteses básicas para o sistema são a) Escoamento de fluido incompressível, com velocidade constante U [m/s]. b) O comprimento do tubo é muito maior que o seu diâmetro interno. c) A deflexão vertical w e a inclinação são pequenas em comparação com o comprimento do tubo. Deste modo, a hipótese de pequenos deslocamentos lineares e angulares deve ser utilizada. d) O escoamento do fluido é turbulento. e) É assumido o comportamento da lei de Hook para

o material do tubo. f) Na direção horizontal, x , os deslocamentos são desprezados. g) As seções transversais do tubo deformado permanecem ortogonais ao eixo deformado.

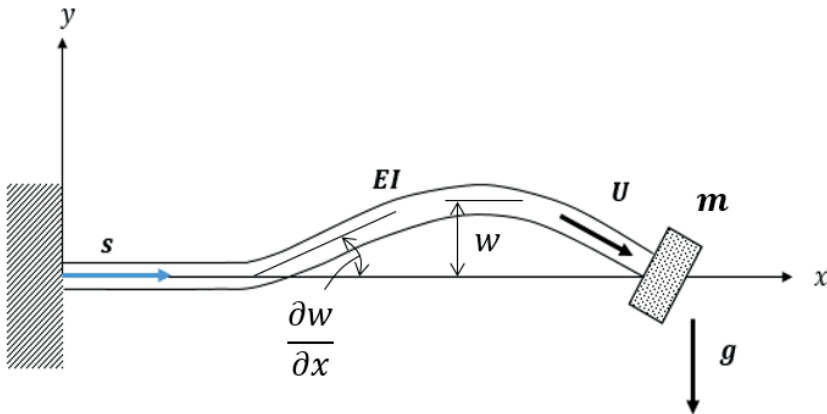


Figura 1. Esquema do sistema - Tubo com uma massa anexada na extremidade livre.

2.1 Modelo de viga de Euler-Bernoulli

A energia potencial de uma viga uniforme devido à flexão é dada por (Petyt, 2010):

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L E I_z \left[\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right]^2 dx \quad (1)$$

Onde: E é o módulo de elasticidade, I_z o momento de área da seção em relação ao eixo neutro, $w(x,t)$ a deflexão transversal vertical na coordenada x e no tempo t , e L o comprimento da viga. A energia cinética da viga é dada por:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_b A_b \left[\frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right]^2 dx \quad (2)$$

Onde: ρ_b é a densidade da viga, e A_b a área da seção transversal da viga. Se houver uma carga distribuída, por unidade de comprimento, p_y , então a força no incremento, dx , é $p_y dx$, e o trabalho realizado em um deslocamento virtual $\delta w(x,t)$ é $\delta w(x,t) p_y dx$. O trabalho virtual para o elemento é, portanto,

$$\delta W_{nc} = \int_0^L p_y \delta w(x,t) dx \quad (3)$$

A declaração matemática do princípio de Hamilton é dada por:

$$\int_{t_1}^{t_2} [\delta(T - U) + \delta W_{nc}] dt = 0 \quad (4)$$

Onde: T é a energia cinética do sistema, U a energia potencial e W_{nc} o trabalho das forças não conservativas. Substituindo as equações (1), (2) e (3) na Eq. (4), e integrando por partes, fornece a equação diferencial de governo do movimento para uma viga:

$$EI_z \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = p_y \quad (5)$$

Os termos integrados remanescentes da Eq. (4), são dados por:

$$\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \right]_0^L = 0, \quad \left[\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \delta w \right]_0^L = 0 \quad (6)$$

Onde: a primeira derivada $\partial w / \partial x$ é a inclinação, a segunda derivada $\partial^2 w / \partial x^2$ representa o momento fletor, e a terceira derivada $\partial^3 w / \partial x^3$ representa a força de cisalhamento na seção transversal da viga. Para que a equação (6) seja satisfeita, as seguintes condições de contorno são válidas para a extremidade engastada ($x = 0$) e para a extremidade livre ($x = L$).

$$\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} = 0, \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad w = 0 \quad (7)$$

2.2 Modelo de fluido do sistema

A energia cinética para o fluido é dada por

$$T_f = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_f A_f \left(\frac{D}{Dt} [w(x,t)] \right)^2 dx \quad (8)$$

Onde: ρ_f é a densidade do fluido e A_f a área da seção transversal interna do tubo. A derivada material $\frac{D}{Dt} [w(x,t)]$ para o fluido, considerando o fluxo apenas na direção x , com uma velocidade constante é dada por (Blevins, 1994):

$$\frac{D}{Dt} [w(x,t)] = \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) w(x,t) \quad (9)$$

Onde: $\frac{\partial}{\partial t}$ é o operador de derivada parcial em relação ao tempo t , e $\frac{\partial}{\partial x}$ o operador de derivada em relação a x , uma vez que o movimento é considerado plano ($z = 0$). Substituindo-se a Eq. (9) na Eq. (8) fornece a energia cinética do fluido:

$$T_f = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_f A_f \left[\left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) w(x,t) \right]^2 dx \quad (10)$$

Desenvolvendo-se o integrando da Eq. (10) e utilizando-se a integração por partes, a equação resultante é somada com a Eq. (5) que fornece a equação de governo do sistema com segue:

$$EI_z \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + m_f \left(2 U \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t \partial x} + U^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right) + M_c \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - p_y = 0 \quad (11)$$

Onde: o primeiro e o último termos na Eq. (11) pertencem à equação diferencial de movimento do tubo. Os segundo e terceiros termos representam, respectivamente, o

efeito da aceleração de Coriolis e da aceleração centrífuga no movimento do tubo, devido à velocidade do escoamento do fluido interno. As quantidades definidas como $m_t = \rho_b A_b$ e $m_f = \rho_f A_f$ são as massas lineares do tubo e do fluido, respectivamente. A quantidade $M_c = m_f + m_t$ é a chamada massa consistente do sistema, por unidade de comprimento. Então, o quarto termo na Eq. (11) representa a força de inércia total em relação à massa consistente. Pode-se notar que a massa linear m_t definida acima, multiplicada pela aceleração $\partial^2 w(x,t)/\partial t^2$ fornece a força de inércia do tubo como na Eq. (5). Essa força é adicionada à força de inércia do fluido devido à massa linear m_f , fornecendo a inércia total do sistema. Por outro lado, foram consideradas apenas cargas externas concentradas aplicadas aos nós do sistema. Neste texto, por hipótese, não há momentos externos aplicados ao sistema como pode ser visto na Fig. 1. As cargas concentradas externas aplicadas na extremidade livre da viga são compostas pela carga de pulso e o peso da massa final anexada. A carga de pulso $p_y = P(t)$, é uma força variável conhecida, que é função do tempo. Na seção 4.2 deste texto, será descrito qual é a forma dessa força. O peso da massa final anexada na extremidade livre é $P_M = m g$, onde m é a massa do corpo e g é a aceleração gravitacional local. Essas cargas externas concentradas serão aplicadas, mais à frente, na seção 3, em posições muito específicas como os componentes do vetor de força nodal externo $\{R^{ext}\}$.

3 | SIMULAÇÕES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

3.1 Formulação em elementos finitos

A forma fraca da equação de governo é obtida pelo método de Galerkin aplicado à Eq. (12). A discretização resultante em elementos finitos é feita considerando o vetor de deslocamento nodal $\{d(t)\}^e$ para um elemento e , dependente do tempo como:

$$\{d(t)\}^e = [u_1(t) \quad \theta_1(t) \quad u_2(t) \quad \theta_2(t)]^T \quad (12)$$

Onde: $u_1(t)$, $u_2(t)$ são deslocamentos verticais nodais e $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$ as rotações nodais nos nós 1 e 2 do elemento típico e . As cargas externas aplicadas ao elemento são representadas pelo vetor de força nodal,

$$\{r_e\} = [V_1^e \quad M_1^e \quad V_2^e \quad M_2^e]^T \quad (13)$$

Onde: V_1^e , V_2^e são as forças de cisalhamento nodais e M_1^e , M_2^e os momentos nodais, nos nós 1 e 2 do elemento. Em formulação em elementos finitos, a matriz de função de forma para um elemento, é dada por:

$$[N(x)]^e = [N_1(x) \quad N_2(x) \quad N_3(x) \quad N_4(x)] \quad (14)$$

As funções de forma na Eq. (14) são dadas por (Cook, 2001):

$$N_1(x) = 1 - 3\frac{x^2}{L^2} + 2\frac{x^3}{L^3}, N_2(x) = x - 2\frac{x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2}, N_3(x) = 3\frac{x^2}{L^2} - 2\frac{x^3}{L^3}, N_4(x) = -\frac{x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2} \quad (15)$$

Onde: L é o comprimento do elemento. O deslocamento transversal $w(x, t)$ da viga é aproximado em elementos finitos pelo produto da matriz de função de forma dada na Eq. (14), pelo vetor de deslocamento nodal dado na Eq. (12), como:

$$w(x, t) = [N(x)]^e \{d(t)\}^e \quad (16)$$

Neste texto, as derivadas de tempo são anotadas como um símbolo de ponto sobre a variável diferenciada, $\dot{\phi} = d\phi/dt$. Derivadas para em relação à x são indicadas como $\phi' = d\phi/dx$. Substituindo as equações (12) a (16), com as derivadas correspondentes na Eq. (11), fornece a equação diferencial de segunda ordem para um elemento da seguinte maneira:

$$[M_s]^e \{\ddot{d}(t)\} + [C]^e \{\dot{d}(t)\} + [k]^e \{d(t)\} = \{r_e\} \quad (17)$$

Usando as funções de forma definidas na Eq. (15), e as derivadas correspondentes para x , as matrizes na Eq. (17) podem ser determinadas, por integração direta. A matriz de rigidez do elemento é dada por, $[k]^e = E I \int_0^L [N'']^T [N''] dx$. A integração fornece:

$$[k]^e = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (18)$$

Da mesma forma, a matriz de massa do sistema é dada por: $[M_s]^e = M_c \int_0^L [N]^T [N] dx$, que após integração fornece:

$$[M_s]^e = \frac{M_c L}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L \\ 22L & 4L^2 & 13L & -3L^2 \\ 54 & -13L & 156 & -22L \\ -13L & -3L^2 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

A matriz de Coriolis é dada por: $[M_D]^e = 2 U m_f \int_0^L [N]^T [N'] dx$, ou:

$$[M_D]^e = \frac{U m_f}{30} \begin{bmatrix} 30 & -6L & -30 & 6L \\ 6L & 0 & -6L & L^2 \\ 30 & 6L & 30 & -6L \\ -6L & -L^2 & 6L & 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

A matriz de força centrífuga é dada por: $[M_C]^e = U^2 m_f \int_0^L [N']^T [N'] dx$, ou:

$$[M_C]^e = \frac{U^2 m_f}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 3L & -36 & 3L \\ 3L & 4L^2 & -3L & -L^2 \\ -36 & -3L & 36 & -3L \\ 3L & -L^2 & -3L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Iniciando com a geração de malha de N elementos finitos para a estrutura, o sistema de equações diferenciais de segunda ordem é escrito da seguinte forma:

$$[M]\{\ddot{D}\} + [C]\{\dot{D}\} + [K]\{D\} = \{R^{ext}\} \quad (22)$$

No sistema global, o vetor $\{D\}$ é o vetor de deslocamento nodal, $\{\dot{D}\}$ é o vetor de velocidade nodal, $\{\ddot{D}\}$ é o vetor de aceleração nodal, e $\{R^{ext}\}$ é o vetor de forças nodais externas. Consequentemente, $[M]$ é a matriz de massa consistente, $[C]$ é a matriz de dissipação e $[K]$ é a matriz de rigidez. A matriz de massa global do sistema de tubo-fluido, $[M_{sys}]$ é a resultante da montagem de todas as matrizes locais de massa de cada elemento. A matriz de massa concentrada local é dada por:

$$[M_{att}]_L = m \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

Onde: m é a massa adicionada. De acordo com o nó onde a massa é inserida na estrutura, a matriz de massa final local $[M_{att}]_L$ é espalhada no sistema global. O resultado fornece a matriz de massa final global $[M_{att}]$, que é então somada com a massa consistente do sistema $[M_{sys}]$. A matriz $[M]$ na Eq. (22), é dada por (Sobrinho, 2006):

$$[M] = [M_{sys}] + [M_{att}] \quad (24)$$

3.2 Integração direta

Neste texto, o método de Newmark é usado para a integração direta das equações dinâmicas. Os parâmetros para o método de aceleração média constante são (Cook, 2001):

$$\alpha = \frac{1}{2}, \quad \beta = \frac{1}{4} \quad (25)$$

A formulação de Newmark é dada por:

$$[K^{eff}]\{D\}_{n+1} = \{R^{ext}\}_{n+1} + [M] \left(a_0\{D\}_n + a_1\{\dot{D}\}_n + a_2\{\ddot{D}\}_n \right) + [C] \left(a_3\{D\}_n + a_4\{\dot{D}\}_n + a_5\{\ddot{D}\}_n \right) \quad (26)$$

Onde: $[K^{eff}]$ é a matriz de rigidez efetiva, $\{D\}_{n+1}$ é o vetor de deslocamento no passo de tempo $n + 1$, assim como $\{R^{ext}\}_{n+1}$ é o vetor de carga externa, $\{D\}_n$, $\{\dot{D}\}_n$, e $\{\ddot{D}\}_n$ e são os vetores de deslocamento, velocidade e aceleração nodais no passo de tempo, respectivamente. Os vetores de aceleração e velocidade, calculados no tempo $n + 1$, são dados, respectivamente, por:

$$\{\ddot{D}\}_{n+1} = a_0 \left(\{D\}_{n+1} - \{D\}_n - \Delta t \{\dot{D}\}_n \right) - a_2 \{\ddot{D}\}_n \quad (27)$$

$$\{\dot{D}\}_{n+1} = a_3 (\{D\}_{n+1} - \{D\}_n) - a_4 \{\dot{D}\}_n - a_5 \{\ddot{D}\}_n \quad (28)$$

A matriz efetiva para o sistema é dada por:

$$[K^{eff}] = a_0[M] + a_3[C] + [K] \quad (29)$$

O vetor de aceleração $\{\ddot{D}\}_0$ é obtido por:

$$\{\ddot{D}\}_0 = [M]^{-1} \left(\{R^{ext}\}_0 - [K]\{D\}_0 - [C]\{\dot{D}\}_0 \right) \quad (30)$$

Onde: o vetor de deslocamento nodal inicial $\{D\}_0$ é dado pela análise estática. Neste texto, o vetor velocidade nodal inicial $\{\dot{D}\}_0$ é assumido zero. Como a matriz de massa $[M]$ é uma matriz simétrica não singular, possui uma inversa que pode ser substituída na Eq. (30) para obter-se o vetor de aceleração nodal inicial $\{\ddot{D}\}_0$. Os parâmetros de integração restantes da Newmark são dados por:

$$a_0 = \frac{1}{\beta \Delta t^2}, \quad a_1 = \frac{1}{\beta \Delta t}, \quad a_2 = \frac{1}{2\beta} - 1, \quad a_3 = \frac{\alpha}{\beta \Delta t}, \quad a_4 = \frac{\alpha}{\beta} - 1, \quad a_5 = \Delta t \left(\frac{\alpha}{2\beta} - 1 \right) \quad (31)$$

Onde: Δt é o intervalo de tempo incremental. A rotina de cálculos começa com a determinação do vetor da aceleração inicial na Eq. (30), com o vetor de cargas externas $\{R^{ext}\}_0$, o vetor de deslocamento $\{D\}_0$, e o vetor de velocidade $\{\dot{D}\}_0$ conhecidos pelas condições iniciais. Então, a Eq. (26) é resolvida para $\{D\}_1$ pela solução de um conjunto de equações algébricas lineares, sendo conhecidos o vetor da carga externa, as matrizes de amortecimento e de rigidez do sistema, para cada passo de tempo. Em seguida, com o auxílio da Eq. (27) e da Eq. (28) podem ser obtidos os vetores $\{\ddot{D}\}_1$, e $\{\dot{D}\}_1$. No próximo passo de tempo, a Eq. (26) é resolvida para $\{D\}_2$, e assim sucessivamente.

4 | RESULTADOS

Na análise em elementos finitos (MEF), foram considerados 40 elementos na discretização do sistema. O intervalo de tempo total de análise é de 4,0[s], com intervalos de tempo incrementais iguais de $\Delta t = 0,01$ [s]. O vão livre tem comprimento de 1,0[m]. O diâmetro externo do tubo é de 10,0[mm], com espessura de parede de 0,1[mm]. O material do tubo é aço, com módulo de elasticidade 207[GPa] e densidade de 8.000[kg/m³]. O fluido considerado é água, com densidade de 1.000[kg/m³]. O fluido foi considerado com velocidade de escoamento constante $v_f = U$ [m/s] ao longo do tubo. Foram consideradas diferentes velocidades de escoamento para o estudo do comportamento dinâmico do sistema. Os dados e parâmetros utilizados estão de acordo com os encontrados em (Grant, 2010), para comparação dos resultados obtidos.

4.1 Análise estática

Para comparação da análise estática pelo MEF com os resultados teóricos, uma carga pontual de -6.1×10^{-1} [N] foi aplicada devido ao peso da massa anexada à extremidade livre do tubo (massa final, por brevidade). Além disso, foi considerada a carga distribuída devido aos pesos próprios do tubo e do fluido por unidade de comprimento. A deformação ao longo do eixo horizontal é mostrada na Fig. 2.

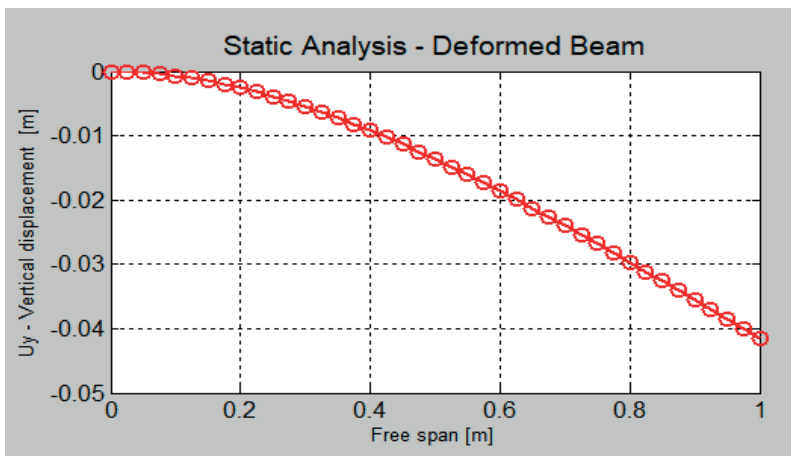


Figura 2. Deformação estática do tubo.

A deflexão teórica na extremidade livre, considerando-se os pesos lineares do tubo e do fluido, juntamente com o peso próprio da massa final é dada por (Timoshenko, 1986): $f_{th} = \frac{L^3}{24EI} [3 \cdot (m_t + m_f) \cdot L + 8 \cdot m \cdot g]$. A substituição dos dados do problema, fornece $f_{th} = -0.0415$ [m]. O resultado pelo MEF, dado pelo código em MATLAB, é $f_{MEF} = -0.0415$ [m]. Vê-se que os valores concordam, tanto pela análise teórica, quanto pela análise pelo MEF.

4.2 Análise dinâmica

Primeiramente, foram analisadas as frequências naturais do sistema para duas condições de carga: tubo cheio de fluido e com a adição da massa final. Para ambas as condições, a velocidade do escoamento é zero. A carga dinâmica foi aplicada ao sistema através de uma força tipo pulso com uma intensidade de 2×10^{-1} [N], com sentido para baixo, durante um intervalo de tempo de aplicação do pulso de 0,01 [s]. Pode-se observar na Tabela 1 os valores das amplitudes e períodos das oscilações, para as duas configurações.

Configuração	Amplitude [m]	Período [s]
Sem massa adicionada	0,0307	0,1854
Com massa adicionada	0,0321	0,3441

Tabela 1. Amplitudes e períodos de oscilação para diferentes configurações.

O deslocamento vertical da extremidade livre é, portanto, devido apenas à carga de pulso aplicada. A variação da amplitude com a massa final, em relação ao movimento livre, para $v_f = 0$ [m/s] é $0,0321/0,0307 = 1,0456$, ou +4,56%. Ou seja, as amplitudes em ambos os casos são aproximadamente as mesmas, com uma baixa taxa de variação. Em seguida, para comparação do comportamento dinâmico, é anexada a massa final de $m = 0,0675$ [kg] na extremidade livre. A resposta dinâmica do sistema é mostrada na Fig. 3.

Observa-se que a rigidez dinâmica do sistema não varia significativamente pela presença da massa final, para o caso de tubo cheio sem escoamento de fluido. Por outro lado, a variação do período de oscilação é de $0,3441/0,1854 = 1,8562$, ou $+85,62\%$. O efeito da massa final sobre o período de oscilação do sistema é significativamente maior do que a configuração sem a massa final. Por outro lado, a frequência natural do sistema é reduzida em $-46,12\%$, com um valor de $2,906$ [Hz]. Isto mostra que o efeito da adição da massa final reduz significativamente a frequência de oscilação do sistema. O novo ponto de equilíbrio dinâmico é $-0,026$ [m] em relação ao ponto de equilíbrio estático.

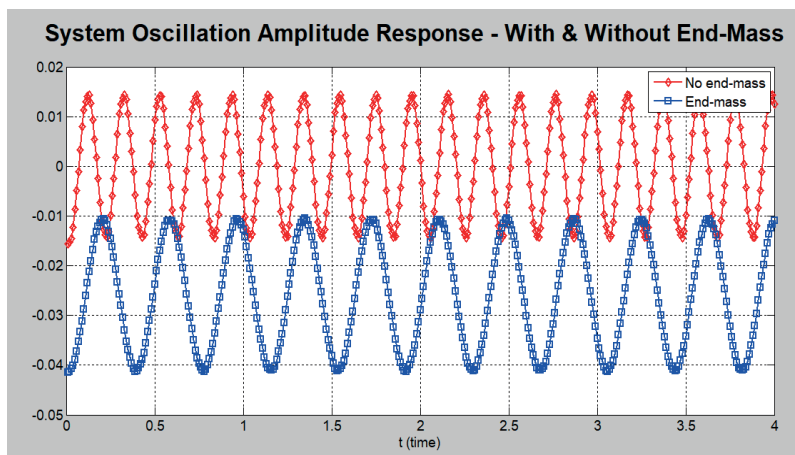


Figura 3. Comportamento dinâmico para vibração livre com tubo cheio, sem escoamento ($v_f = 0$ [m/s])

Deve-se notar que todos os valores foram dados pelo código MATLAB. A massa final deslocou o ponto de equilíbrio dinâmico para uma nova posição, devido à gravidade. Assim, os principais efeitos observados devido à massa final no comportamento dinâmico foram, primeiramente, a redução da frequência natural de oscilação do sistema, devido à inércia. O segundo efeito foi o de deslocar o equilíbrio dinâmico para um novo ponto, devido à gravidade. Sua influência não foi a de amortecer a amplitude de oscilação do sistema, como se poderia supor, à priori. Na verdade, as amplitudes observadas em ambas as configurações foram aproximadamente as mesmas, como pode ser visto na Tabela 1.

Em seguida, o tubo foi preenchido totalmente com água, com uma velocidade de escoamento fixa $v_f = 1,5$ [m/s], com massas finais variáveis. O comportamento dinâmico é mostrado na Fig. 4.

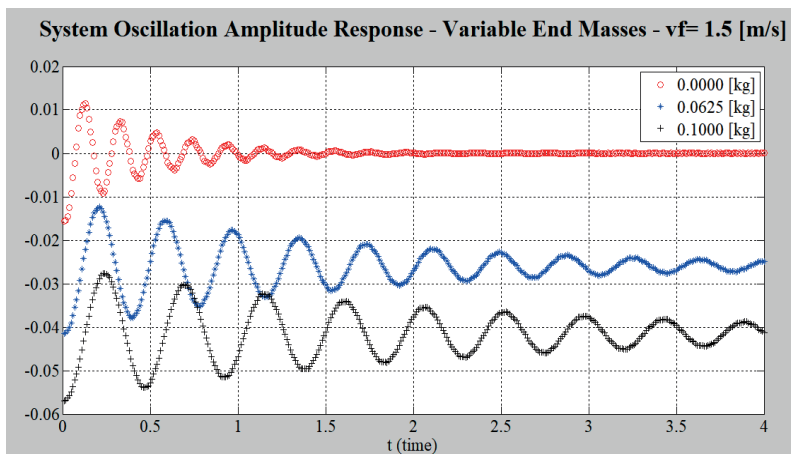


Figura 4. Comportamento dinâmico amortecido do sistema, para diferentes massas adicionadas.

Observa-se que o sistema apresenta uma característica de oscilação com amortecimento. Para a massa final igual a zero quilogramas, o sistema oscila verticalmente em torno de zero, no ponto de equilíbrio dinâmico. Isso é mostrado na curva em vermelho na Fig. 4. Para as massas finais de $m = 0,0625$ [kg/s] e $m = 0,100$ [kg] o sistema é deslocado para um novo ponto de equilíbrio, de acordo com cada massa, para baixo, devido à força da gravidade, como visto anteriormente. Novamente, as massas têm o efeito de reduzir as frequências naturais do sistema. Pode-se observar que aumentando-se os valores das massas, o sistema oscila em intervalos de tempo crescentes. Sem massa adicionada, em cerca de 2,0 [s], a amplitude de oscilação é próxima de zero. Por outro lado, para uma massa de 0,100 [kg], após 4,0 [s] a amplitude de oscilação ainda está presente. Isso se deve às ações combinadas na resposta do sistema devido ao efeito de amortecimento das forças de Coriolis, o efeito de levantamento das forças centrífugas com o tempo, além do aumento dos períodos de oscilação devido à inércia das massas finais.

Em seguida, é anexada a massa final de um valor fixo de $m = 0,0625$ [kg] na extremidade livre, variando-se as velocidades de escoamento do fluido, como pode ser visto na Fig. 5.

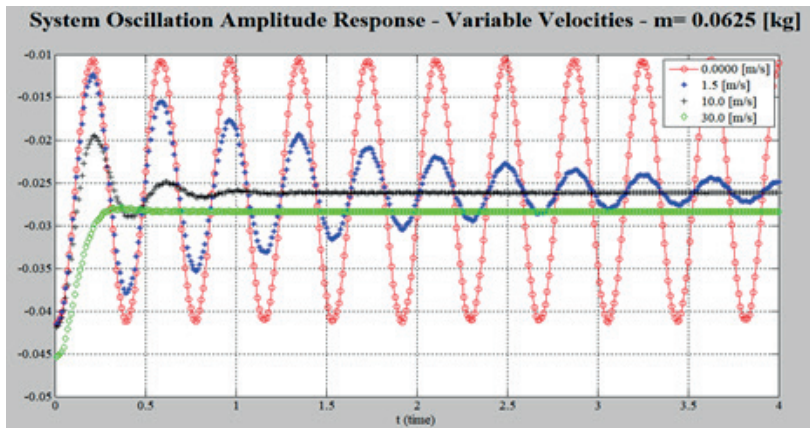


Figura 5. Comportamento dinâmico do sistema, com a massa final $m = 0.0625$ [kg], para diferentes velocidades de escoamento do fluido.

O comportamento do sistema é novamente amortecido dinamicamente devido ao fluxo de fluido. Da mesma forma que acima, o efeito da massa final é deslocar o equilíbrio ponto do sistema para baixo, para um novo ponto de equilíbrio dinâmico localizado em aproximadamente $-0,026$ [m], abaixo do ponto de equilíbrio vertical nulo. O valor encontrado foi o mesmo para a simulação, conforme mostrado em Fig. 3. Como pode ser visto na Fig. 5, com um valor fixo de massa final, valores crescentes de velocidades de fluxo induzem o aumento dos efeitos de amortecimento sobre o sistema. Pode-se notar que para a velocidade de fluxo de 30 [m / s], o efeito de amortecimento é severo, com pouquíssimas oscilações, após aproximadamente $0,34$ [s]. Além disso, para $t = 0$ [s], o sistema inicia de um ponto abaixo de $-0,0415$ [m], válido para todos os dados da análise anterior, ou seja, começa no ponto $-0,0454$ [m], e estabiliza em um ponto em aproximadamente $-0,0284$ [m] que também é diferente do ponto de equilíbrio anterior, ou seja, $-0,026$ [m]. Este comportamento dinâmico particular pode ser explicado como o resultado da superposição dos efeitos combinados do fluxo de fluido, e o peso da massa final. O fluxo do fluido tende a elevar a massa final, devido às forças centrífugas que atuam no sentido para cima. A aceleração de Coriolis do fluxo de fluido contribui para o comportamento de amortecimento do sistema. Por outro lado, o peso da massa final força todo o sistema para baixo devido ao campo gravitacional. Finalmente, foram analisadas as respostas de frequência do sistema. À proporção que a velocidade do fluxo aumenta, a frequência do sistema diminui. A primeira frequência crítica para o sistema de tubulação de fluido da solução exata de Rayleigh-Ritz é dada por $w_c = \frac{3.516}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_f + m_p}} = 31.18$ [rd/s], onde as massas lineares são referidas como as massas lineares do fluido e do tubo, respectivamente. Na presença do efeito de amortecimento, o valor numérico da frequência natural mínima do sistema é dado pelo valor absoluto mínimo das partes imaginárias dos autovalores do Matriz Hermitiana, $H = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ 0 & I \end{bmatrix}$. Na velocidade de fluxo crítica $v_c = \frac{1.875}{L} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_f}} = 19.17$ [m/s] o deslocamento na extremidade livre

inicia em -16×10^{-3} [m] e atinge o valor próximo a 0,0 [m] em cerca de 0,2 [s] (ver Fig. 6). Pode-se observar na Fig. 7, o comportamento caótico da aceleração na extremidade livre do tubo, com velocidade crítica de fluxo de 19,17 [m/s].

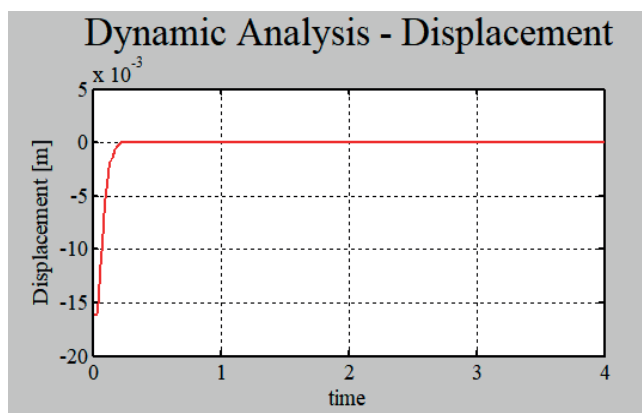


Figura 6. Resposta dinâmica na velocidade crítica de escoamento do fluido $v_c = 19.17$ [m/s].

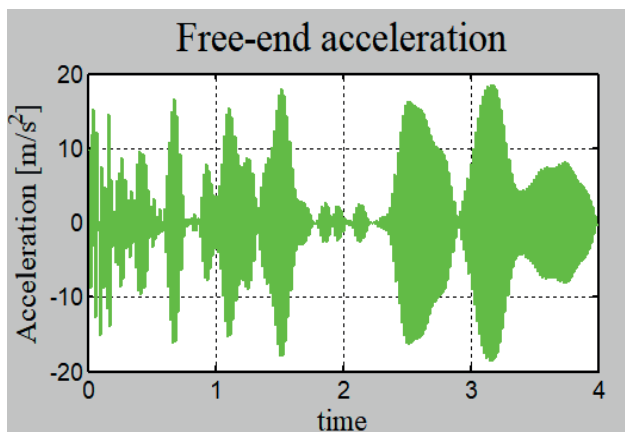


Figura 7. Forma caótica da aceleração na extremidade livre do tubo para a velocidade crítica de escoamento do fluido $v_c = 19.17$ [m/s].

5 | CONCLUSÃO

O sistema de tubo-fluido, na presença da massa final, para diferentes velocidades de fluxo, inicia com a característica de um fenômeno conhecido como salto, seguido por uma oscilação amortecida, ao longo do tempo. Os efeitos combinados de Coriolis e as forças centrífugas têm uma influência notável no comportamento dinâmico do sistema. O efeito de Coriolis atua como o de uma força de amortecimento reduzindo a amplitude de oscilação do sistema, ao longo do tempo. Por outro lado, as forças centrífugas tendem a elevar o sistema de tubulação de fluido como um todo. Além disso, a ação combinada

dessas duas forças, com a força gravitacional atuando na massa final, é a de mover o ponto de equilíbrio dinâmico para um novo ponto localizado acima do ponto de equilíbrio estático. Outro ponto importante refere-se à influência da velocidade do fluxo do fluido na resposta dinâmica do sistema. Enquanto as velocidades de escoamento aumentam, as frequências naturais do sistema diminuem. Além disso, o sistema tem um comportamento caótico em na velocidade de escoamento crítica teórica. Notamos aqui que algumas limitações assumidas neste texto influenciaram significativamente os resultados do comportamento dinâmico do sistema. Isso abre a necessidade de levar em consideração, em análises futuras, algumas hipóteses como densidade de fluxo variável, a consideração de deslocamentos horizontais e efeitos de cisalhamento, citando apenas alguns temas de estudo.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que influenciaram e contribuíram para a realização deste trabalho. Em particular, desejo agradecer à Atena Editora pela publicação deste trabalho. Gostaria de agradecer também, meu orientador, Ph.D. Juan Pablo Julca Avila pelas brilhantes opiniões sobre o presente trabalho. Além disso, dedico este trabalho para minha esposa Rose e meus filhos Rafael e Michelle.

REFERÊNCIAS

Blevins, Robert D., "Flow-Induced Vibration", 2. ed., Krieger, 1994.

Cook, Robert Davis, "Concepts and applications of finite element analysis", 4th ed, Wiley, 2001:-

Grant, I., "Flow-induced vibrations in pipes, a finite element approach", Thesis, Cleveland State University, 2010.

Onuoha, Mac D.U., Li, Q., Duan, M., "On the interaction between severe slug buildup and dynamic response of a submerged top-tensioned riser", Conference: ASME, 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 2012.

Petyt, M., "Introduction to finite element vibration analysis", 2nd ed, Cambridge University Press, 2010.

Sobrinho, A. S. C., "Introdução ao método dos elementos finitos", 1st ed, Editora Ciência Moderna, 2006.

Timoshenko, Stephen, "Strength of Materials", CBS Publishers & Distributors, 1986.

Wu, M., Lou, J., "Effects of rigidity and internal flow on marine riser dynamics", Applied Ocean Research, Volume 13, Issue 5, Pages 235-244, October 1991.

Yamamoto, M., "A study about the dynamic behavior of flexible tubes including internal flow", Thesis, Yokohama National University, 2011.

SENSOR CAPACITIVO PARA DETECÇÃO DE FRAÇÃO DE VAZIO EM ESCOAMENTO BIFÁSICO ÁGUA-AIR

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 06/05/2021

Anderson Giacomeli Fortes

Centro Universitario da Serra Gaúcha
Caxias do Sul, RS
<http://lattes.cnpq.br/3117811927376259>

Jeferson Diehl de Oliveira

Centro Universitario da Serra Gaúcha
Caxias do Sul, RS
<http://lattes.cnpq.br/0014747062548738>

RESUMO: escoamentos bifásicos possuem ampla aplicação na indústria, estando presente em processos como transformação de energia, condensação, evaporação, extração e produção de petróleo, entre outros. Eles têm como característica o escoamento, dentro de um tubo, de duas substâncias imiscíveis e de diferentes fases. Um parâmetro importante utilizado para a compreensão dos padrões de escoamentos é a fração de vazio, que consiste em determinar a proporção de gás da mistura gás-líquido. Este trabalho tem como objetivo desenvolver um sensor capacitivo capaz de detectar a proporção de fração de vazio presente em escoamentos bifásicos água/ar no interior de um tubo com diâmetro interno de 3,0mm. Foi desenvolvido a estrutura mecânica de suporte aos eletrodos de cobre assim como o hardware do circuito eletrônico, que comporta os circuitos de amplificação, filtro e tratamento do sinal obtido pelo sensor. Os resultados mostram que o sensor

capacitivo desenvolvido se mostra eficiente para a detecção e medida da fração de vazio em escoamento bifásico água-ar.

PALAVRAS - CHAVE: Fração de vazio, Sensor capacitivo, Escoamento bifásico.

CAPACITIVE SENSOR FOR DETECTION OF VOID FRACTION IN BIPHASIC WATER-AIR FLOW

ABSTRACT: Two-phase flows have wide application on industry, present in processes such as power transformation, condensation, evaporation, extraction and oil production, among others. They are characterized by the flow, inside a tube, with two immiscible substances and different phases. An important parameter used to understand flow patterns is the void fraction, which consists of determining the proportion of the gas-liquid mixture. This work aims to develop a capacitive sensor capable of detecting a proportion of void fraction presented in water/air two-phase flows inside a tube with an internal diameter of 3.0 mm. A mechanical support structure for the copper electrodes was developed, as well as the electronic circuit hardware, which includes the amplification, filter and sensor information signal processing circuits. The results show that the capacitive sensor is efficient for the detection and measurement of the void fraction in two-phase water-air flow.

KEYWORDS: Void fraction, Capacitive sensor, Two-phase flow.

1 | INTRODUÇÃO

Na indústria, o escoamento bifásico, que consiste em um escoamento com duas fases imiscíveis dentro de um tubo, está presente em diversos processos como geração de energia, condensação, evaporação, extração e produção de petróleo.

Fração de vazio consiste em determinar a proporção de gás da mistura gás-líquido (Crowe; Michaelides, 2006), sendo ela uma medida crucial para compreensão do efeito dos padrões de escoamento sobre a queda de pressão e transferência de calor (Ishii; Hibiki, 2011).

A literatura vem apresentando diversos estudos propondo novas tecnologias para o desenvolvimento de sensores capazes de detectar fração de vazio e outros parâmetros, como flutuações de temperatura, pressão e velocidade do fluxo em escoamentos bifásicos. Dentre tais tecnologias, destacam-se os sensores ópticos, sensor wire-mesh, sensores ultrassônicos e sensores capacitivos (Wang 2020).

Sensores óticos englobam uma ampla gama de sensores, os mais comuns utilizam fontes luminosas, como LEDs ou laser, posicionados de um lado do tubo que terá o escoamento, sendo essas as fontes emissoras. Do lado oposto do duto temos as fontes receptoras, que podem ser feitos com fotodiodos ou sensores de foto resistência LDR (Vendrusculo, 2016). Já o sensor *wire-mesh* é um tipo de tomógrafo invasivo que utiliza a diferença de impedância elétrica das fases para medir a fração de vazio. O sensor é formado por duas malhas de condutores paralelos inseridas na seção transversal do tubo, possibilita a medição com resolução na ordem de 2mm (Da Silva, 2008). Outro método de medição que vem sendo bastante explorado recentemente são os sensores baseados em ultrassom, sendo que o mesmo é formado por um sistema que emite ondas de ultrassom da ordem de 1MHz e outro que coleta as ondas refletidas pelo escoamento (Dong, 2015).

Estudos para desenvolvimento de sensores de fração de vazio, utilizando o método capacitivo, vêm sendo apresentados há alguns anos, devido à sua natureza não intrusiva de medição. Os sensores capacitivos são formados, em sua maioria, por duas placas paralelas de cobre colocadas ao redor do duto por onde passa o escoamento, sendo que essas placas são chamadas de eletrodos, conforme mostrado na Fig. 1. Quando se tem variação de fração de vazio no escoamento presente no duto a capacitância do sensor se altera e, fazendo uso de circuitos eletrônicos, é possível medir esta variação de capacitância e consequentemente estimar a fração de vazio. Como o valor de capacitância varia de 0.1 a 10 pF, é necessário a detecção de variação na ordem de 1fF para determinar a fração de vazio. Nota-se que pôr o sensor apresentar uma variação de capacitância extremamente baixa é necessário utilizar técnicas de amplificação e tratamento do sinal para uma possível leitura (Libert, 2013).

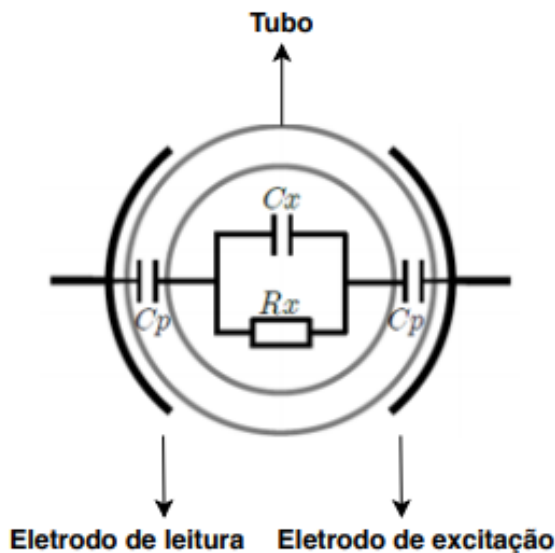


Figura 1. Modelo de um sensor capacitivo (Libert, 2013).

Analisando a Fig. 1, nota-se que a impedância entre os dois eletrodos é dada pelo circuito equivalente composto por C_p , C_x e R_x . Caso o fluido seja não condutivo de eletricidade ou quando é aplicado um sinal de alta frequência nos eletrodos, a resistência R_x terá valor próximo a infinito, sendo assim ignorada. Neste caso, a capacitância entre os dois eletrodos é a capacitância do fluido em série com as capacitâncias das paredes do tubo (Libert, 2013).

Neste estudo será desenvolvido um sensor capacitivo para medir a fração de vazio em um escoamento bifásico água-ar em tubo vertical com diâmetro de 3mm, com a possibilidade de leitura em diversos tipos de escoamentos.

2 | METODOLOGIA

Nesta seção é apresentado o desenvolvimento do sensor assim como os aparatos experimentais utilizados nos testes e validação. Primeiramente foi desenvolvido a estrutura mecânica para encapsular os eletrodos de excitação e de medição e após foi desenvolvido o hardware da placa eletrônica, composta pelo esquema eletrônico e pela PCI (placa de circuito impresso).

2.1 Desenvolvimento da estrutura mecânica

Foi desenvolvido uma estrutura mecânica para envolver o tubo onde está presente o escoamento. A função dessa peça é receber os eletrodos de cobre e, conforme já dito, ser posicionada ao redor do tubo para que seja possível, de forma fácil, ajustar a posição do sensor. Esta peça foi projetada utilizando o software Solidworks® e é formada por duas

partes que quando posicionadas formam a estrutura de suporte aos eletrodos do sensor, conforme mostrado na Fig. 2. Esta estrutura foi fabricada utilizando uma impressora 3D e tem comprimento de 50mm e diâmetro interno de 6mm.

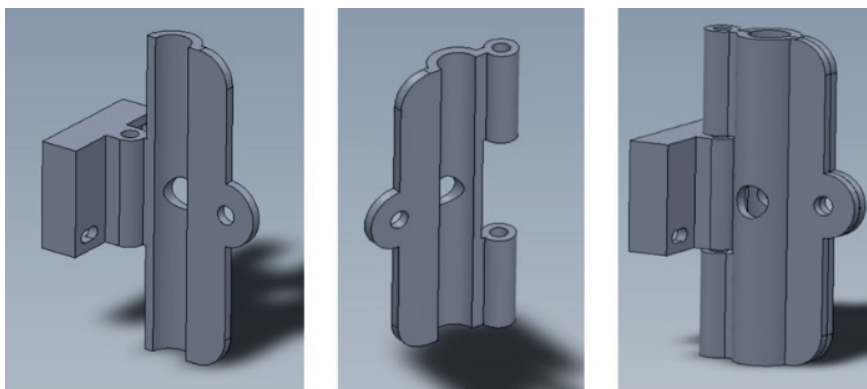


Figura 2. Estrutura mecânica de suporte aos eletrodos, do autor.

Após a fabricação da estrutura mecânica, foram colados os eletrodos de excitação e medição na parte interna da peça, para os mesmos estarem o mais próximo possível do tudo. Posteriormente, foi soldado os fios pelo furo central da peça. Também foram colados eletrodos aterrados na parte externa da estrutura para minimizar os efeitos de ruídos no sinal medido, conforme mostra a Fig. 3.

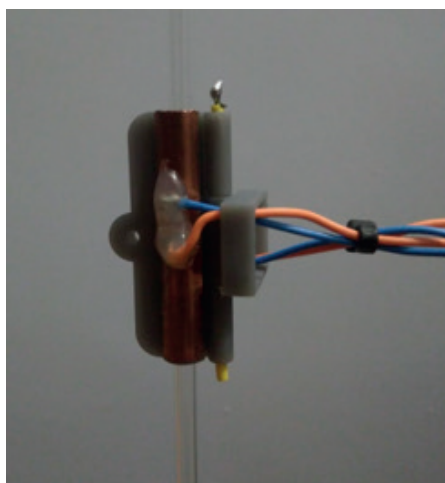


Figura 3. Sensor com os eletrodos, do autor.

2.2 Desenvolvimento do Hardware

O circuito desenvolvido pode ser dividido em quatro etapas principais, sendo que essas etapas estão exemplificadas no diagrama de blocos da Fig. 4 e serão abordadas individualmente a seguir.

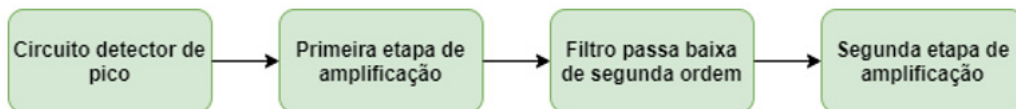


Figura 4. Diagrama de blocos dos circuitos desenvolvidos, do autor.

2.2.1 Circuito detector de pico

O sinal retornado do sensor é senoidal de alta frequência e, conforme a proporção de fração de vazio varia dentro do tubo, consequentemente a capacitância do sensor se altera e o pico de tensão da onda deste sinal varia. Essa variação é obtida com o circuito apresentado na Fig. 5. Neste circuito, temos um diodo para ceifar a parte negativa da onda e, após esta etapa, um capacitor é carregado e mantém o nível de pico de tensão da onda. Nesta etapa, foi utilizado um diodo BAS140W ultra fast, um capacitor de 10nF e um resistor de 1k ohm.

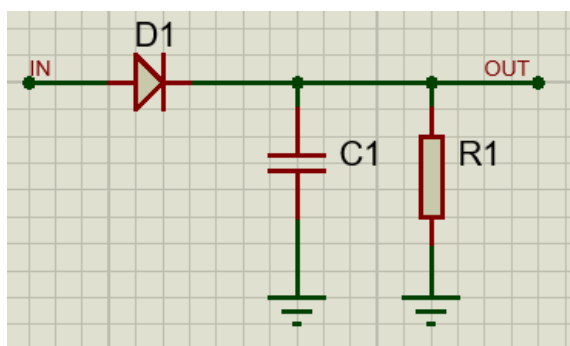


Figura 5. Circuito detector de pico, do autor.

2.2.2 Primeira etapa de amplificação

Na primeira etapa de amplificação foi utilizado um amplificador não inversor com o circuito integrado OPA2350, sendo que o sinal de saída tem um ganho de 38 vezes em relação ao sinal de entrada. A escolha por esse componente se deu pela sua elevada largura de banda (*Bandwidth*) e pela sua baixa tensão de deslocamento de entrada (*voltage input offset*). O circuito do amplificador inversor é mostrado na Fig. 6.

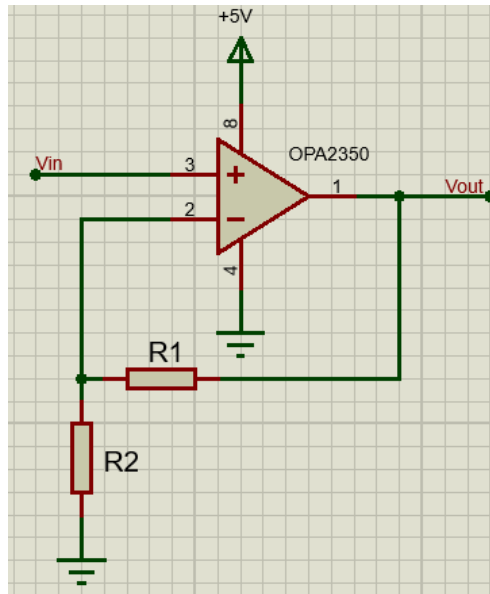


Figura 6. Amplificador não inversor, do autor.

2.2.3 Filtro passa baixa

Após as etapas de amplificação, foi desenvolvido um filtro passa baixa ativo de segunda ordem, conforme mostrado na Fig. 7, para atenuar os sinais providos de interferências (ruídos) no sinal retornado do sensor. Neste caso, as fontes de interferência mais comum são as capacitâncias parasitas e da fonte de alimentação. Foi utilizado o amplificador operacional OPA2350 e a frequência de corte do filtro foi ajustada para 20 Hz.

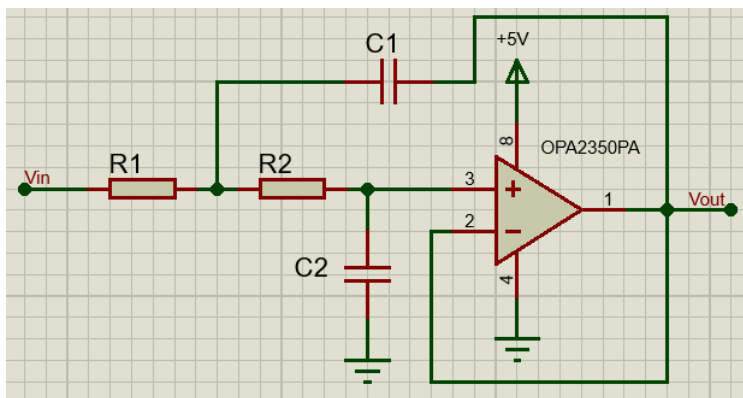


Figura 7. Filtro passa baixa ativo de segunda ordem, do autor.

2.2.4 Segunda etapa de amplificação

Na segunda etapa de amplificação foi utilizado um amplificador de instrumentação. O amplificador de instrumentação é um amplificador diferencial que utiliza dois buffers na entrada para evitar interferência no sinal lido, deixando a impedância de entrada extremamente alta. O sinal retornado do sensor foi amplificado diferencialmente com relação a um valor de tensão selecionado em um potenciômetro. O amplificador utilizado foi o circuito integrado INA826.

2.3 Desenvolvimento do esquema eletrônico e da PCI (placa de circuito impresso)

Utilizando o software *Altium Designer 2019®* foram desenvolvidos o esquema eletrônico e a PCI (placa de circuito impresso). Todos os circuitos eletrônicos exemplificados anteriormente estão contemplados nessa PCI, conforme mostrado na Fig. 8. Como é possível notar na PCI, todos os circuitos explanados anteriormente são duplicados, podendo assim ser lido até dois sensores simultaneamente. Foram deixados também na PCI circuito com microcontrolador ARM-Cortex M3, comunicação USB e circuito para geração do sinal senoidal de excitação do sensor, sendo que estes circuitos não foram utilizados inicialmente e podem ser usados em trabalhos futuros.

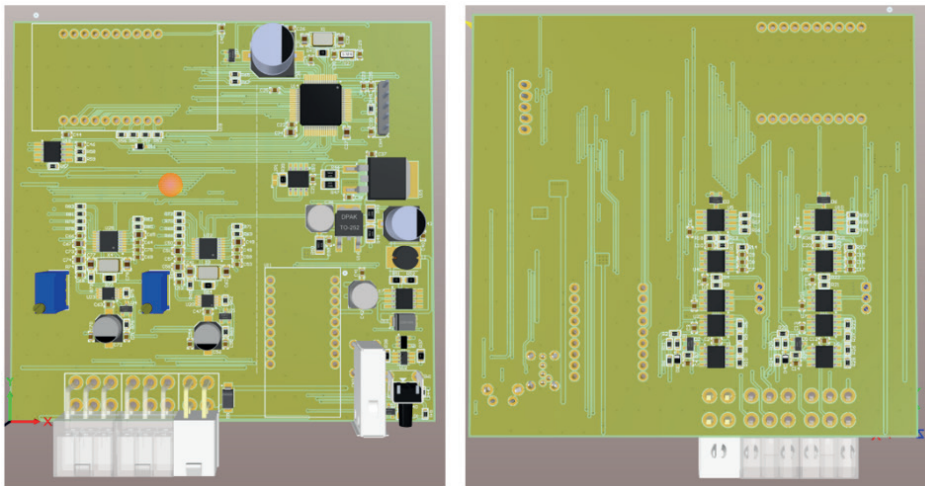


Figura 8. Vista 3D da PCI, do autor.

2.4 Bancada experimental

A bancada experimental é constituída por cinco componentes, sendo eles a fonte DC, gerador de funções, osciloscópio, sensor e a placa eletrônica. Estes componentes serão abordados individualmente e exemplificados a seguir.

2.4.1 Osciloscópio

Para visualizar e amostrar as formas das ondas disponibilizadas pelo sensor desenvolvido, em forma de tensão, após o tratamento da placa eletrônica, foi utilizado o osciloscópio DSOX2024A®, da fabricante KEYSIGHT TECHNOLOGIES. Este equipamento é composto por 4 canais analógicos, largura de banda de 200 MHz e taxa de amostragem máxima de 2 GSA/s.

2.4.2 Fonte de alimentação

Para disponibilizar alimentação de 12 V DC para a placa eletrônica foi utilizado a fonte PS 5000, da fabricante ICEL. Este equipamento disponibiliza duas saídas variáveis de 0 - 30 V de até 3 A cada, apresentando um *Ripple* de saída no sinal menor que 1 mV.

2.4.3 Gerador de funções

Como o sensor capacitivo precisa de um sinal de excitação senoidal de alta frequência nos seus eletrodos para funcionar, foi utilizado o gerador de funções GV2002, da fabricante ICEL, para fornecer este sinal. Este equipamento pode ser alimentado em 127/220 V – 50/60 Hz, podendo fornecer uma saída senoidal de 0,2 Hz até 2 MHz, com amplitude de pico configurável de no máximo 10 V.

3 | RESULTADOS

Será avaliado nesta seção o funcionamento do sensor desenvolvido, sendo que, em um primeiro momento, será apresentado os resultados experimentais obtidos em cada etapa de amplificação e filtro e, em um segundo momento, será discutido os resultados do equipamento submetidos a variação de fração de vazio de forma estática e em escoamento. Todos os testes foram realizados utilizando um sinal de tensão senoidal com amplitude de 2 V de pico e frequência de 1,5 MHz para excitar os eletrodos do sensor.

3.1 Circuito detector de pico

Como vimos anteriormente, o sensor capacitivo atenua o pico de um sinal senoidal de excitação e esse valor deve ser filtrado e amplificado. O primeiro passo é detectar a amplitude desse pico de tensão e transformá-lo em sinal contínuo, isso é feito utilizando o circuito detector de pico. Obteve-se uma tensão elétrica de 58 mV para o sensor preenchido somente com água (sensor com 0 % de fração de vazio) e uma tensão elétrica de 70 mV para o sensor preenchido somente com ar (sensor com 100 % de fração de vazio), obtendo-se uma variação de 12 mV.

3.2 Primeira etapa de amplificação

O sinal de tensão elétrica provindo do circuito detector de pico apresentado anteriormente foi amplificado em 38 vezes. Considerando que na etapa anterior tínhamos um sinal de tensão elétrica que variava entre 58 mV (0 % de fração de vazio) e 70 mV (100 % de fração de vazio), amplificando-o obtemos aqui uma variação de sinal de 2,2 V e 2,66 V.

3.3 Filtro passa baixa de segunda ordem

Esse filtro foi projetado com sua frequência de corte em 20 Hz e com objetivo de filtrar o ruído de 60 Hz. Como é um filtro de segunda ordem, ele atenua 40 dB de amplitude do sinal a cada década, sendo que foi selecionado a sua frequência de corte em 20 Hz para não comprometer os escoamentos com velocidades de até 1 m/s, considerando o comprimento do sensor de 5 cm. Durante os testes, observou-se o sinal antes e depois do filtro, sendo nítido a atenuação adequada do ruído.

3.4 Segunda etapa de amplificação

Na entrada deste amplificador temos uma tensão elétrica que varia entre 2,2 V (0 % de fração de vazio) e 2,66 V (100 % de fração de vazio), considerando as etapas de amplificação e filtros anteriormente apresentadas, tendo assim uma diferença de 0,46 V. Essa diferença é amplificada para obtermos uma variação de 3,3 V, assim, é aplicado um amplificador de 7 vezes. Esse amplificador precisa ser diferencial, ou seja, será amplificado apenas a diferença entre o valor medido (valor que varia de 2,2 V até 2,66 V) e 2,2 V, considerando 2,2 V a referência. Como resultado, quando tivermos 2,2 V na entrada desse amplificador teremos 0 V na saída e quando tivermos 2,66 V na entrada teremos 3,3 V na saída.

3.5 Análise da fração de vazio estática

Para analisar de forma estática o comportamento do sensor foram realizadas 6 medidas de tensão do mesmo, sendo que a Fig. 9 apresenta o comportamento do sensor conforme a fração de vazio. Para obter essa resposta, foi dividido o sensor em 5 partes iguais utilizando uma régua e elevado a coluna de água até todo o sensor estar preenchido, realizando uma medida a cada 20% do comprimento do mesmo.

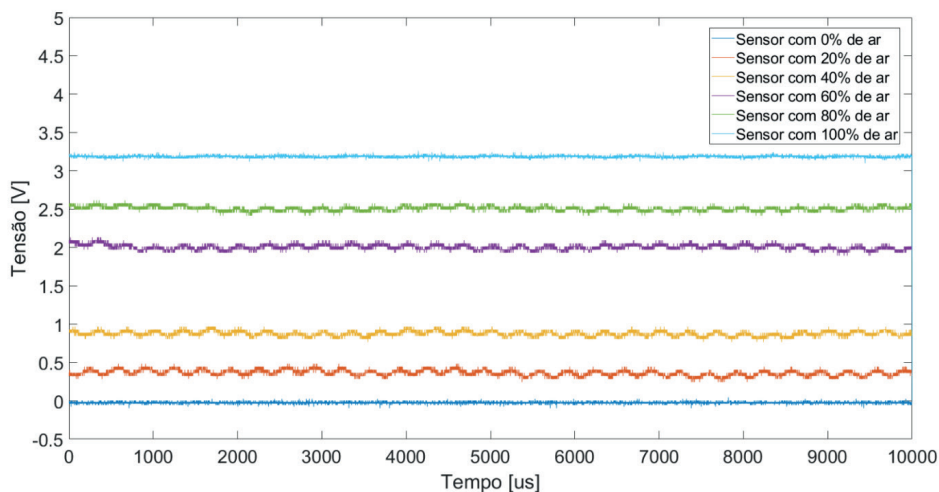


Figura 9. Tensão elétrica para fração de vazio em função do tempo, do autor.

Outra forma de se analisar esses dados é comparando a tensão elétrica medida no sensor pela fração de vazio. Na Fig. 10 podemos verificar essa comparação. Nota-se que a medida com 60 % de fração de vazio destoa do restante dos valores, sendo uma possível explicação para isso é o fato do sinal de excitação estar conectado exatamente no meio do sensor e o campo elétrico gerado pelo mesmo ser mais intenso nesta posição.

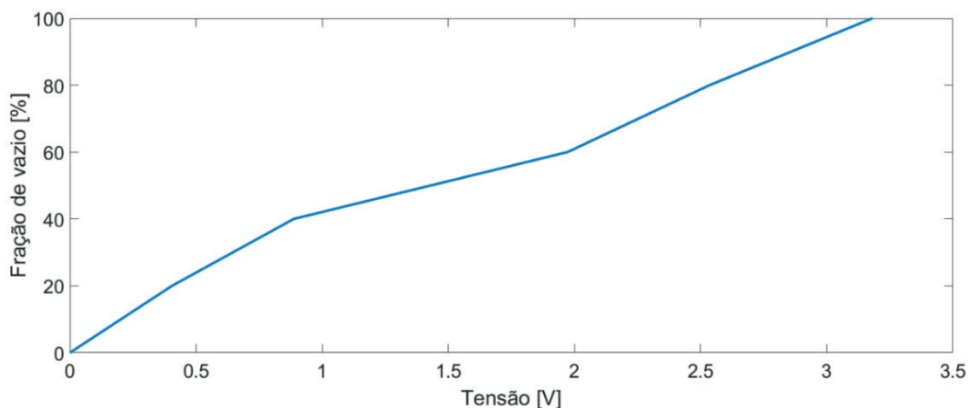


Figura 10. Tensão elétrica x fração de vazio, do autor.

3.6 Análise da fração de vazio em escoamento

Para analisar o comportamento do sensor de forma dinâmica, isto é, em um escoamento, foi preenchido o sensor com 100 % de água e injetado uma bolha no mesmo. Na Fig. 11 observa-se o resultado obtido com a passagem da bolha, sendo que o valor de

tensão medido como resposta do sensor foi satisfatório. Obteve-se uma tensão de 250 mV, considerando 3,3 V como 100 % de fração de vazio, essa bolha tem aproximadamente 7,5 % de fração de vazio. Para validar o sensor neste tipo de escoamento, isto é, verificar se a fração de vazio medida por ele é realmente a fração de vazio do escoamento, seria necessário utilizar algum equipamento já validado para medir o mesmo escoamento e comparar os resultados. Isto não foi possível pois, devido ao fato deste ano ser atípico, não tivemos acesso aos equipamentos da universidade no período da realização deste estudo, sendo que para um trabalho futuro este comparativo será realizado.

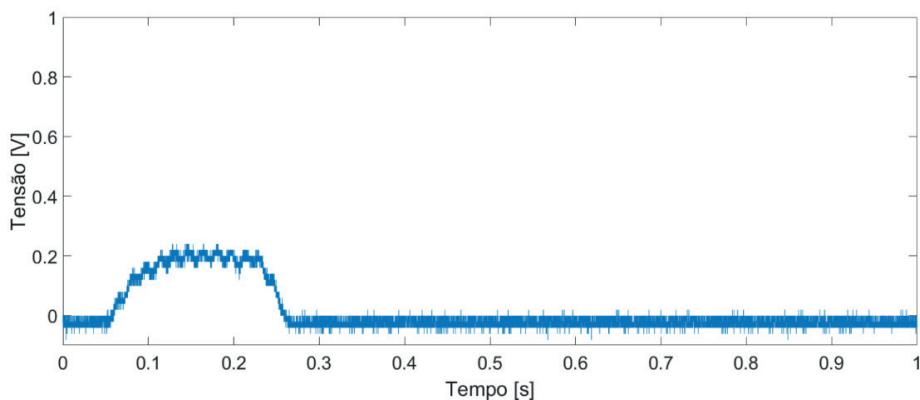


Figura 11. Tensão elétrica x fração de vazio, do autor.

4 | CONCLUSÃO

Com o sensor desenvolvido e excitado com uma onda senoidal de 1,5 MHz e 2 V de pico de amplitude, obteve-se uma variação de tensão na ordem de 12 mV para todo o sensor. Após as etapas de amplificação e filtro, essa tensão elétrica de 12 mV foi convertida em 3,3V. Considerando que a resolução da entrada analógica do microcontrolador é 806 μ V aproximadamente, desconsiderando o ruído que permaneceu no sinal lido, obteve-se como resultado a possibilidade de leitura de fração de vazio da ordem de 1 % do volume do sensor. Assim, o objetivo inicial de desenvolver um sensor capaz de ler fração de vazio em escoamento bifásico foi atendido.

Nos testes experimentais em escoamentos, como resultado obteve-se uma variação de tensão na ordem de 250 mV para uma bolha escoada. Considerando 3,3 V como 100 % de fração de vazio, temos algo em torno de 7,5 % de fração de vazio neste escoamento, validando assim o funcionamento do sensor de forma dinâmica.

REFERÊNCIAS

CROWE, Clayton T.; MICHAELIDES, Efsthios E. **Basic Concepts and Definitions**. In: C. T. Crowe (Ed). *Multiphase Flow Handbook*. Boca Raton: CRC Press, 2006.

DA SILVA, Marco J. **Impedance Sensors for Fast Multiphases Flow Measurement and Imaging**. 2008. 154 f. Tese – Technische Universität Dresden, 2008.

DONG, Xiaoxiao; TAN, Chao, YUAN Ye; DONG Feng. **Oil-water two-phase flow velocity measurement with continuous wave ultrasound Doppler**. *Chemical Engineering Science*, 2015.

ISHII, M, HIBIKI, T., 2011. **Thermo-fluid dynamics of two-phase flow**, Springer.

LIBERT, N. **Sistema de Medição Capacitivo para determinação de fração de vazio em escoamentos bifásicos**. Curitiba: Biblioteca Central da UTFPR, 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica e Informática Industrial) Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2013.

VENDRUSCULO, P. Tiago. **Técnicas Ópticas para Investigação de Escoamento Multifásicos**. Universidade Tecnológica Federal do Parana, 2016.

WANG, Xiaoxin; CHEN, Yangzheng; WANG Bo; TANG Kaihao; HU, Hongli. **Sectional void fraction measurement of gas-water two-phase flow by using a capacitive array sensor**. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2020.

STUDY OF STATIC AND DYNAMIC LEVELS OF UNDERGROUND AQUIFER WELLS TO MAINTAIN THEIR BALANCE LEVEL IN THE PROVINCE OF ICA - 2014

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 11/06/2021

Primitivo Bacilio Hernández Hernández

<https://orcid.org/0000-0003-3028-6671>

Omar Michael Hernández García

<https://orcid.org/0000-0002-0131-8788>

Aníbal Bacilio Hernández García

<https://orcid.org/0000-0002-1472-3205>

Jessenia Leonor Loayza Gutiérrez

<https://orcid.org/0000-0001-8721-7939>

Walter Merma Cruz

Universidad Nacional de Moquegua- Perú
Escuela Profesional de Ingeniería Pesquera
<https://orcid.org/0000-0003-3742-6235>

Marcos Luis Quispe Pérez

Universidad Nacional de Moquegua- Perú
Escuela Profesional de Ingeniería de Minas
<https://orcid.org/0000-0002-8661-3806>

Edward Paul Sueros Ticona

Universidad Nacional de Moquegua- Perú
Escuela Profesional de Ingeniería Pesquera
<https://orcid.org/0000-0003-4609-2185>

RESUMEN: El objetivo del trabajo fue evaluar los niveles estáticos y dinámicos de los pozos subterráneos en la Provincia de Ica, para una explotación sostenible de los acuíferos manteniendo su nivel de equilibrio con el desarrollo de la agricultura tecnificada, el método de estudio fue: trabajo de campo y gabinete, nos permitió

identificar los pozos existentes, determinar el descenso de los niveles estáticos y dinámicos, cultivos que generan un exceso uso de la fuente hídrica del acuífero, que nos permite plantear medidas urgentes para su recuperación. El estudio muestra la evaluación de la disponibilidad hídrica subterránea mediante la caracterización hidrogeológica del acuífero, identificándose para el año 2014 en la provincia de Ica 864 pozos, de las cuales 460 pozos pertenecen a la zona de Villacuri y 436 pozos a la zona de Lanchas; el descenso de los niveles estáticos y dinámicos o el nivel de la napa freática es a razón de 1.85 m/año; los cultivos que afectan la disminución del nivel freático son el esparrago que en su riego utiliza 20,000 a 24,000 m³/ha/año y la vid utiliza 12,000 m³/ha/año; las medidas urgentes para recuperar la napa freática en el corto plazo, es recargar utilizando agua excedente del río Ica en época de estiaje y a largo plazo trasvasar fuentes de agua superficiales de otras cuencas. Concluyéndose que la explotación supera la recarga del acuífero, siendo necesario realizar recargas del río Ica y trasvase de otras cuencas hídricas e instalar motores eficientes en los pozos para su extracción.

PALABRAS CLAVE: Hidrogeológico, Disponibilidad Hídrica, Acuífero, Hidrogeoquímica.

ESTUDIO DE NIVELES ESTÁTICOS Y DINÁMICOS DE LOS POZOS SUBTERRÁNEOS DE LOS ACUÍFERO PARA MANTENER SU NIVEL DE EQUILIBRIO EN LA PROVINCIA DE ICA - 2014

ABSTRACT: The objective of the work was to evaluate the static and dynamic levels of the underground wells in the Province of Ica, for a sustainable exploitation of the aquifers, maintaining their level of equilibrium with the development of technified agriculture, the study method was: field work and Cabinet, allowed us to identify existing wells, determine the decrease in static and dynamic levels, crops that generate an excess use of the water source of the aquifer, which allows us to propose urgent measures for their recovery. The study shows the evaluation of underground water availability through the hydrogeological characterization of the aquifer, identifying 864 wells in the province of Ica in 2014, of which 460 wells belong to the Villacuri area and 436 wells to the Lanchas area; the decrease in static and dynamic levels or the level of the water table is at a rate of 1.85 m / year; The crops that affect the reduction of the water table are asparagus, which uses 20,000 to 24,000 m³ / ha / year in its irrigation and the vine uses 12,000 m³ / ha / year; The urgent measures to recover the water table in the short term, is to recharge using surplus water from the Ica River in times of low water and in the long term to transfer surface water sources from other basins. Concluding that the exploitation exceeds the recharge of the aquifer, being necessary to recharge the Ica river and transfer it to other water basins and install efficient motors in the wells for their extraction.

KEYWORDS: Hydrogeological, Water Availability, Aquifer, Hydrogeochemical.

1 | INTRODUCCIÓN

El agua es un recurso indispensable, ya que es el elemento vital para la conservación y desarrollo de todos los seres vivos que habitan el planeta; y el problema principal por el que atraviesa actualmente los diferentes países y regiones es la escasez del recurso en mención, existiendo actualmente un déficit para abastecer la demanda. El recurso hídrico subterráneo, representa una fracción importante de la masa de agua presente en los continentes, y se aloja en los acuíferos bajo la superficie de la tierra; en las últimas décadas, la explotación de este recurso se ha convertido en una excelente alternativa para suplir las necesidades de abastecimiento de agua potable en muchas regiones y sectores económicos del país; sin embargo, en los antecedentes, el mal diseño y la mala aplicación de métodos con equipos rudimentarios para la construcción de las estaciones de bombeo, ha ocasionado que estos no rindan lo proyectado, generando grandes pérdidas económicas, el prematuro abandono de las instalaciones y la contaminación del recurso hídrico subterráneo.

La agricultura en la costa peruana se ha transformado drásticamente en los últimos cincuenta años debido a factores sociales, económicos, tecnológicos y políticos que convergen. Actualmente, los valles de la costa son explotados de manera intensiva con productos para mercados nacionales e internacionales. Sin embargo, como actividad económica se encuentra limitada por la oferta de los recursos naturales, entre ellos el

agua. En los valles donde no existe una oferta de agua superficial, se realizan pozos para extraer agua subterránea. Por ello, el mayor porcentaje de estudios de agua subterránea han estado vinculados a estudios hidrogeológicos de los valles costeros para el uso poblacional, agrícola o industrial (Tovar et al., 2006).

Por otro lado, los estudios sobre agua subterránea han priorizado los aspectos físicos, la cantidad y calidad del recurso. Mientras que otras investigaciones han generado conocimiento sobre irrigaciones y los aspectos hidráulicos del ciclo hídrico del agua subterránea. Estos estudios técnicos nos permiten tener un abordaje general de los recursos hídricos subterráneos y su aplicación. Sin embargo, estas relaciones entre naturaleza y sociedad tienen una dimensión política cuando uno cuestiona quiénes son más beneficiados en un contexto de escasez hídrica.

Actualmente el Valle de Ica, se encuentra en estado de sobre explotación del recurso hídrico el descenso del nivel de la napa freática, con mayor incidencia en los últimos 10 años. Con Resolución Jefatural N°546-2009 se crea la autoridad administrativa del agua ANA, la misma que abarca una extensión territorial de 48,478.91 km² entidad que regula el uso del agua.

El uso eficiente de motores verticales es necesario para el desarrollo de un trabajo adecuado con la finalidad de mantener niveles estáticos y dinámicos de agua, los cuales están descendiendo por la sobre explotación en la Región Ica. Por ese motivo el presente trabajo de investigación tiene como objetivo: Evaluar los niveles estáticos y dinámicos de los pozos subterráneos en la región para una explotación sostenible del acuífero manteniendo su nivel de equilibrio.

OBJETIVO GENERAL

Evaluar los niveles estáticos y dinámicos de los pozos subterráneos en la Provincia de Ica para una explotación sostenible del acuífero manteniendo su nivel de equilibrio.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar los pozos subterráneos en el Valle de Ica.
- Determinar el descenso de los niveles estáticos y dinámicos.
- Evaluar los cultivos a fin de no sobre explotar el acuífero.
- Plantear las medidas urgentes para recuperar la napa freática.

2 | BASE TEÓRICA

Los métodos geofísicos detectan diferencias o anomalías de las propiedades físicas internas de la corteza terrestre. La densidad, el magnetismo, la elasticidad y la resistividad eléctrica son las propiedades más comúnmente medidas. La experiencia y las investigaciones han permitido diferenciar estas propiedades para ser interpretadas en términos de estructura geológica, tipo de roca y porosidad, contenido y calidad del agua. (TODD, D. K. 1959: 252)

Auge, M. (2005), se denomina: “Perforaciones hidrogeológicas” desarrollado en la Universidad de Buenos Aires, con la colaboración de la Municipalidad del Pilar de Buenos Aires, Argentina; su objetivo principal es el de brindar las bases técnicas para la ejecución de perforaciones seguras, destinadas a la captación de agua potable; consta de 8 divisiones principales en donde se agrupa los fundamentos teóricos necesario para el diseño de un pozo profundo de agua, que son las siguientes: ciclo hidrológico, acuíferos Pampeano y Puelche, sistemas de perforación, diseño del pozo de captación, instalación del filtro, limpieza y desarrollo, ensayos hidráulicos e informe técnico final.

La calidad del agua queda definida por su composición y el conocimiento de los efectos que puede causar cada uno de los elementos que contiene, el conjunto de todos ellos, permite establecer las posibilidades de su utilización, clasificándola así, de acuerdo con los límites establecidos y los usos para la que es apta. Como para consumo humano, agrícola e industrial. (CUSTODIO Y LLAMAS 2001:1884)

Por otro lado, la gestión del agua es la herramienta administrativa para supervisar el manejo del recurso hídrico. Desde la declaración de los Principios de Dublin, adquirió un nuevo enfoque que se denomina Gestión Integrada de los Recursos Hídricos. El enfoque indica que el desarrollo y gestión de agua debería ser basada en un enfoque participativo, involucrando usuarios, planificadores y gestores de política en todos los niveles (Solanes & GonzalesVillarreal, 1996).

3 | METODOLOGÍA DE MEDICIÓN

ÁREA DE ESTUDIO

La región Ica está ubicado en la parte sur central del Perú, la Capital es la Ciudad de Ica. La Región Ica abarca el desierto costero peruano, tiene una superficie 21,327 km² con una población de 846,286 habitantes.

TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Esta investigación es del tipo técnico-aplicativo. La misma que tiene un nivel descriptivo; ya que se realiza sobre hechos concretos y específicos, de carácter netamente utilitarios, para lo cual se desarrolla de conocimientos teóricos, que hagan posible explicar

estos fenómenos.

El diseño empleado en el estudio, corresponde al diseño no-experimental transversal, ya que no se controlan las variables y se utiliza el método de análisis deductivo por cálculo, para definir el diseño de la del trabajo es realizar la caracterización de los diferentes pozos del valle de Ica.

POBLACIÓN Y MUESTRA

Debido a que en esta investigación se realiza una descripción, la población está representado por todos los pozos de la provincia de Ica, siendo su muestra un análisis de cuatro casos específico, en cada zona de trabajo, esto por la conveniencia del investigador, debido a la distancia, tiempo y recurso económico, realizando el análisis en función de la población y no basado en una muestra.

VARIABLE

La variable de estudio es explotación, las que está conformado por: Tensión eléctrica (V), Intensidad o corriente eléctrica (A), Frecuencia (Hz), Factor de potencia, (FP) Eficiencia (%), Resistencia eléctrica (ohmios), Potencia aparente (KVA), Caudal (L/s) Tiempo de operación diario (h).

TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

Se aplicará la técnica documental o bibliográfica (investigación y aplicación de fórmulas y recomendaciones de investigaciones previas), para el desarrollo de todos los objetivos específicos. Los pozos se midieron los niveles de estáticos y dinámicos: 20 m nivel estático y 25 m nivel dinámico

Instrumentos y equipos

- Material documental de estudios previos.
- Material bibliográfico
- Calculadora.
- Computadora
- Softwares informáticos (Microsoft Word, Excel, Power Point, Adobe Acrobat Reader).
- Softwares de diseño Autocad 2018 y CAdE_SIMU 2016.

PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS

Para el desarrollo de todos los objetivos, se usó técnicas lógicas (inducción, deducción, análisis y síntesis), con el procesamiento manual de datos, realización de los cálculos con calculadoras mecánicas o electrónicas, codificación de ideas y respuestas obtenidas de bibliografías, tabulación y organización de ideas.

4 | RESULTADOS

Descripción de pozos subterráneos identificados en el Valle de Ica.

El acuífero de Ica se divide en tres zonas:

- Ica 864 pozos
- Villacuri 460 pozos
- Lanchas 436 pozos

El descenso del nivel de la napa freática y disminución de recarga con agua superficial en algunas zonas de Ica incremento la salinidad de agua subterránea.

En el año 2009 sobre explotación del acuífero se explotó 335 m³/año lo cual supero significativamente el volumen de reserva explotable la cual era 190 hm³ / año se sobre exploto (76%) más de la reserva.

Se sobreexploto 145 hm³/año.

Las pruebas de laboratorio se hicieron para muestras de agua de la región Ica. Codificado los pozos con los IRHS. En la zona de Villacuri si se usa exclusivamente aguas subterráneas incrementados la explotación de 60 hm³/año en el 1968, 228hm³/año en el 2009. La explotación de aguas subterráneas se incrementó de 17 hm³/año a 34 hm³/año en el año 2010.

El nivel de la napa freática desciende a razón de 1.85 m/año, la explotación supera la recarga del acuífero. Por lo tanto, por incremento de explotación el nivel de la napa freática esta un descenso a una velocidad de 1.5 m/año.

Se utiliza el (9.95%) aguas subterráneas para las actividades de la Región Ica.

Las variaciones de la conductividad eléctrica del agua subterránea en el acuífero del valle de Ica varían de 0.5 mmhos/am a + 25 °C valores representativos de salinidad moderada a media, en los distritos de San José de Los Molinos, San Juan Bautista, Subtanjalla, Parcona, Los Aquijes y Parte de la Tinguíña.

Los valores de 1.5 a 2 mmhos/am a 25°C que corresponde de mediana salinidad, se encuentra los distritos de Ica, Tate, Pachacutec y parte de Santiago y Pueblo Nuevo. Finalmente se observan valores de 2 a 5 mmhos/cm a 25°C valores de mediana a muy alta salinidad en el Distrito de Santiago y parte del Distrito de Ocucaje, razón por la cual se efectuaron las mediciones de los niveles estáticos y dinámicos de los pozos subterráneos.

Determinar el descenso de los niveles estáticos y dinámicos

El descenso del nivel de la napa freática en un pozo de producción según las zonas previstas por el investigador, se ha observado, cuando empieza a funcionar las bombas de agua con motores verticales, inicialmente con la totalidad de filtros funcionando el proceso de captación de agua era estable, sin embargo a medida que pasan los periodos de campañas productivas desciende la napa freática, es decir desciende el nivel estático incrementándose el nivel dinámico, con lo cual empieza a arenarse los filtros por lo tanto disminuye el caudal en su explotación, como se muestra en las siguiente figuras.

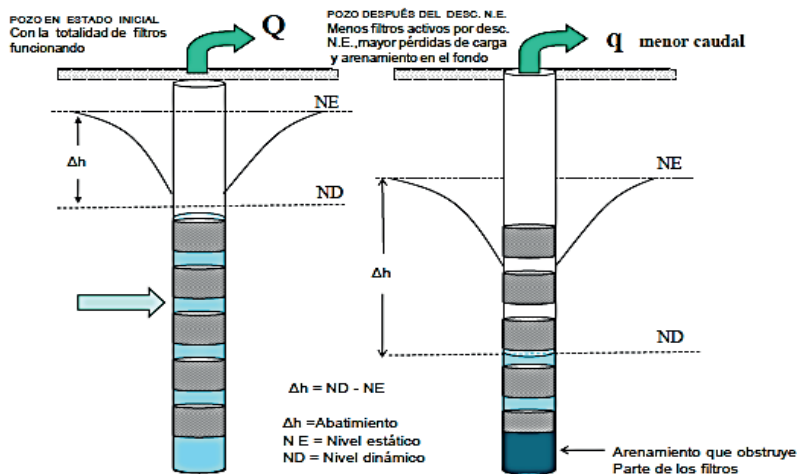


Figura 01: Estado de los pozos.

Fuente: Perú Autoridad Nacional del agua, DCPRH.

En la figura 01, nos representa el descenso del nivel de agua, como también lo denominan la napa freática, observándose que cuando desciende el nivel de agua se genera el arenamiento del filtro.

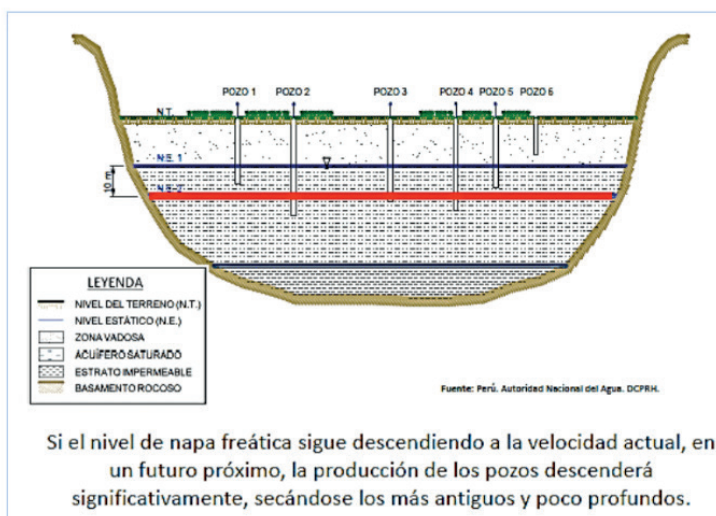


Figura 02: Niveles de la Napa.

Fuente: Perú Autoridad Nacional del agua, DCPRH.

En consecuencia, la figura 02 nos muestra que, si la napa freática sigue descendiendo a la velocidad actual en un futuro próximo la producción de los pozos descenderá significativamente secándose los más antiguos y pocos profundos., por lo cual se muestra en la siguiente tabla 01 zonificada por distritos los problemas futuros a sopesar.

DISTRITO	Pozos Utilizados	Explotación (hm ³ /año)	Áreas bajo Riego (has)	Desc. Napa freática (m/año)	Vida Útil de los Pozos	Pérdidas de Áreas de Cultivo en %	
						Parcial	Acumulado
PUEBLO NUEVO	79	42.04	2100	1.84	5	12.54	12.54
SANTIAGO	260	131.42	6570	1.75	6	39.25	51.79
LOS AQUINES	68	38.83	1940	1.41	7	11.59	63.38
PACHACUTEC	27	12.61	630	1.3	8	3.76	67.14
PARCONA	19	6.4	320	1.3	8	1.91	69.06
TATE	8	2.88	140	1.07	9	0.84	69.89
LA TINGUIÑA	62	19.9	1000	1.04	10	5.97	75.87
ICA	101	29.43	1470	0.75	13	8.78	84.65
SAN JUAN BAUTISTA	41	11.23	560	0.78	13	3.35	87.99
SALAS GUADALUPE	23	9.88	495	0.78	13	2.96	90.95
SUBTANIAJALLA	45	17.38	870	0.6	17	5.20	96.15
SAN JOSÉ DE LOS MOLINOS	30	9.83	490	0.48	21	2.93	99.07
ROSARIO DE YAUCA	13	0.8	40	0.34	29	0.24	99.31
OCUCAJE	88	2.36	115	0.31	32	0.69	100.00
			16,740				

Fuente: Perú. Autoridad Nacional del Agua, DCPRH.

En 10 años el 75.87 % de áreas de cultivo en Ica será afectada por extrema escasez de agua

En Villacurí se afectaría el 100% de áreas de cultivo (12 800 has) y en Lanchas casi la totalidad del área (3 800 has)

Tabla 01: Zonificada por Distritos.

Fuente: Propia.

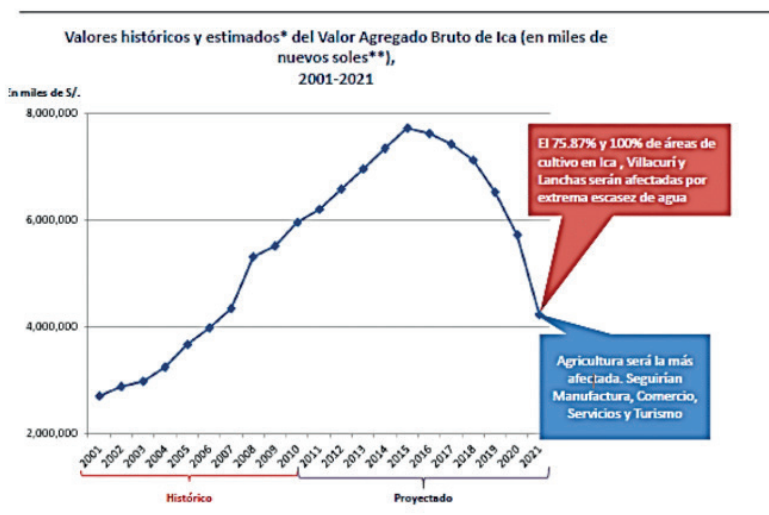


Figura 03: Producto Bruto Interno por Departamentos, 2001 – 2010.

Fuente: Instituto Nacional de Estadística.

La figura 03, claramente muestra como en el año 2014, empieza el descenso del PBI de Ica, debido a que varias producciones fueron reemplazadas por dos cultivos intensamente explotados como es la vid y el espárrago.

Evaluar los cultivos a fin de no sobre explotar el acuífero

El trabajo de investigación nos indica, que, con la finalidad de que los niveles estáticos y dinámicos no disminuyan se tiene que cambiar cultivos en la región.

Los productos de exportación del espárrago se riega permanentemente el cual utiliza 20,000 a 24,000 m³/ha/año.

La vid utiliza 12,000 m³/ha/año.

Ica representa un gran potencial exportador; posee el 65% de la agroexportación del Perú. En la actualidad se están exportando 58 productos, entre los que destacan: el espárrago, uva de mesa, tangelo, mandarina, alcachofa, cebolla, palta, páprika, entre otros.

Los datos de las tierras cultivadas en el departamento de Ica, son como siguen:

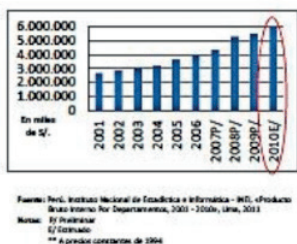
Superficie de la región Ica: 2.130.551 ha

Área aprovechable: 234.454 ha

Tierras cultivadas: 116.909 ha

Ica, es un departamento privilegiado para este tipo de inversiones, por su calidad de suelo, clima, horas de sol, luminosidad, recursos hídricos; también cuenta con puertos y aeropuertos y además de su cercanía a la capital del Perú, fortalezas que generan oportunidades de inversión.

Valor Agregado Bruto de Ica (en miles de nuevos soles*), 2001-2010



Distribución porcentual del Valor Agregado Bruto de Ica según actividad económica, 2010

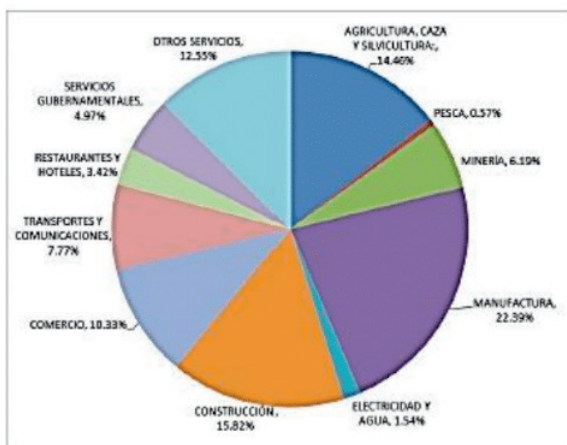


Figura 04: PBI Distribución porcentual según actividad, 2001 – 2010. Ica.

Fuente: Instituto Nacional de Estadística.

Al evaluarse a nivel departamental la Región Ica, encontraremos que la agricultura es su principal actividad, en especial el algodón, menestras (garbanzos, pallares y frijol) y vid, base de la industria vitivinícola de la zona, de donde es oriundo el pisco del Perú, aguardiente de uva peruano. Actualmente se viene desarrollando el cultivo de espárragos y pecanas para exportación. El aporte generado por los cultivos de espárrago en Ica ha llevado al Perú a convertirse en el primer exportador mundial de este producto (FAOSTAT, 2006). Marcona (Nazca), es la única mina de hierro del país y sus yacimientos son los más importantes de la costa del Pacífico. Existe una buena siderúrgica en la provincia de Pisco. En Paracas, funcionan ocho fábricas de harina de pescado.

El desarrollo del departamento de Ica se basa en cuatro sectores: la agricultura, la minería, la pesquería y el turismo, sectores de vital importancia que generan divisas en la región y al país que el gobierno regional potencia a través de la Agencia de Fomento de la Inversión Privada, las que podemos observar en la figura 04, figura 05, figura 06 y 07:

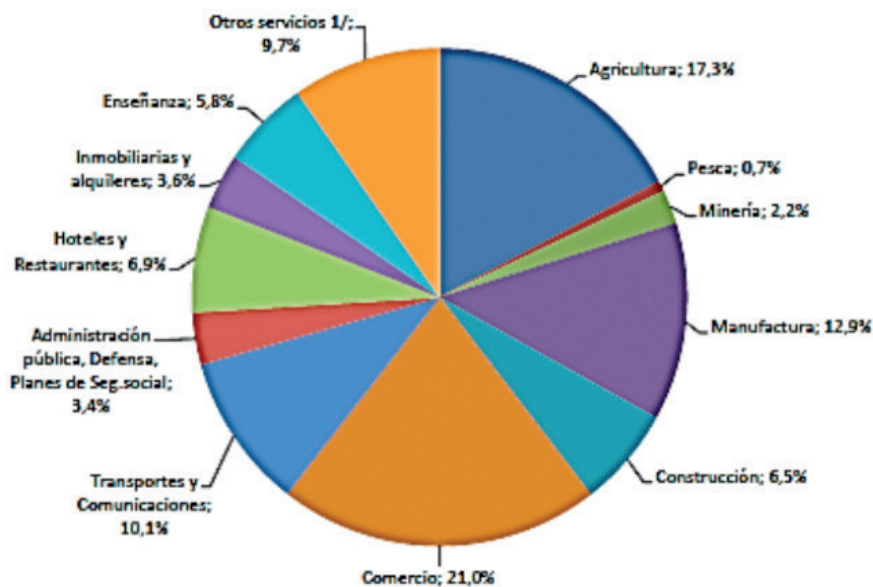
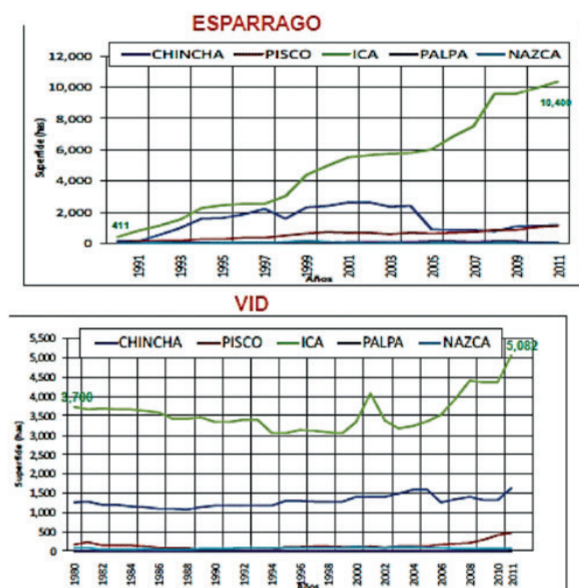


Figura 05: Evolución de los indicadores de Empleo e Ingreso por departamento 2001-2010.

Fuente: Instituto Nacional de Estadística.



- En los últimos 20 años, se evidencia crecimiento continuo de superficies cosechadas.

- El mayor incremento registra la provincia de Ica

Fuente: Perú. Dirección de Información Agraria - MINAG

Figura 06: Superficie cosechada promedio de esparrago y vid 1991-2011.

Fuente: Dirección de Información Agraria - MINAG.

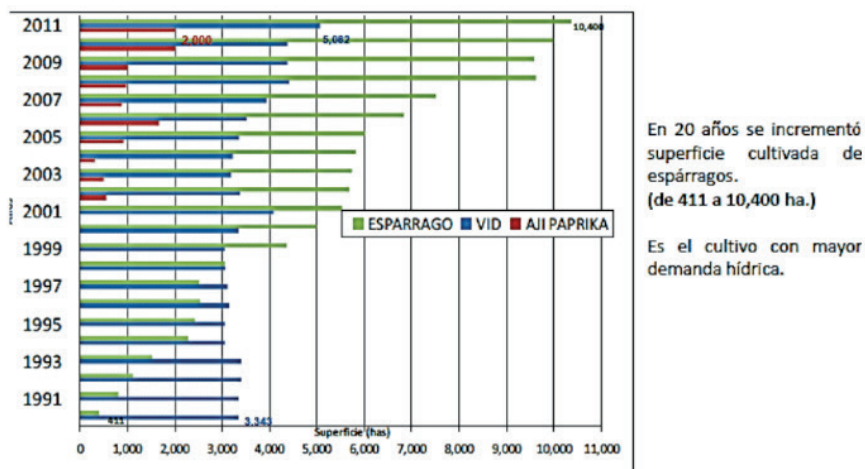


Figura 07: Superficie cosechada promedio de espárrago, vid y ají 1991-2011.

Fuente: Dirección de Información Agraria - MINAG.

Medidas urgentes para recuperar la napa freática

En el corto plazo se tiene que recargar utilizando los excedentes del agua del río Ica en la época de estiaje en los meses de enero, febrero y marzo.

- Es necesario rehabilitar y construir canales sin revestirlo con cemento.
- Se tiene que construir pozas de recarga.
- Se recomienda disminuir la demanda de agua para riego.

Medidas a largo plazo para mantener los niveles estáticos y dinámicos de los pozos subterráneos.

Trasvasar fuentes de agua superficiales de otras cuencas parte de cuyo volumen serviría para reemplazar el uso de aguas subterráneas en la región en las zonas más críticas de sobre explotación.

Es urgente el trabase del proyecto choclococha en donde se tiene que construir 73 kms, de canal colector de Ingahuasi para derivar 8 m³/s lo cual beneficiará al valle de Ica en 50hm³/año.

Ejecución del Proyecto vaso de tambo ubicado en el ámbito del Río Ica, permitiendo almacenar 50 hm³/año.

El avance de la tecnología la cual beneficia a los agricultores de la Región con el riego tecnificado sistema de riego por goteo.

El otro sistema de riego que tiene que utilizarse en el riego por pulso, el cual consiste en mantener la humedad del suelo entre saturación y capacidad de campo, mediante la emisión de gotas separadas y computables por medio de pulsos, riegos por no más de 2

minutos. Con esta baja tensión de húmeda (bajo potencial asimático) el agua esta rápida y fácilmente disponible para las plantas y la relación oxígeno – agua se encuentra en el nivel óptimo, el cual es adecuado al crecimiento y desarrollo de las plantas.

En la región Ica se tiene que implementar el sistema de riego por pulso las experiencias de otras regiones el ahorro / beneficio anual se estima entre los 15,000 dólares americanos por hectárea.

El ahorro sostenible es del 40% en agua 60% en abonos, se incrementa la producción el 5% la sobre explotación del acuífero de la región de Ica, ahora es urgente una nueva filosofía de riego y fertilización, así como el uso eficiente de los motores verticales.

Tecnologías para aumentar la eficiencia en el uso de la electricidad a nivel de usuarios

Conjuntamente con considerar la Incorporación de tecnologías energéticamente eficientes se ha tomado en cuenta, además el que una opción de elevado efecto y bajo costo tiene que ver con la adopción de adecuadas prácticas de Operadores de los equipos, las que normalmente constituyen una de las primeras medidas que adoptan las empresas que abordan estrategias de mejoramiento de la eficiencia con que se usa la electricidad, las opciones disponibles para el empresario o usuario, el proyectista y el Instalador eléctrico, Indicando cuando corresponda, los rendimientos habituales de los equipos estándares y eficientes.

5 I CONCLUSIONES

- Se ha identificado para el año 2013 en la provincia de Ica 864 pozos, las mismas que son pozos subterráneos en el Valle de Ica, de las cuales 460 pozos pertenecen a la zona de Villacuri y 436 pozos a la zona de Lanchas.
- Referente al descenso de los niveles estáticos y dinámicos, en los pozos de Ica al año 2013, el nivel de la napa freática desciende a razón de 1.85 m/año. Por lo cual la explotación supera la recarga del acuífero.
- Los cultivos identificados que afectan la disminución del nivel freático son los productos de exportación como el espárrago que se riega permanentemente, el cual utiliza 20,000 a 24,000 m³/ha/año y la vid que utiliza 12,000 m³/ha/año.
- Las medidas urgentes para recuperar la napa freática en el corto plazo, es que se tiene que recargar utilizando agua excedente del río Ica en la época de estiaje y como medidas a largo plazo para mantener los niveles estáticos y dinámicos de los pozos subterráneos es trasvasar fuentes de agua superficiales de otras cuencas.

REFERENCIAS

Auge, M. (2005). Perforaciones hidrogeológicas. Buenos Aires: Pilar.

Boelens, R., A. Arroyo, A. (2013). Introducción: El agua fluye en dirección del poder. En A. Arroyo y R. Boelens, Aguas robadas: despojo hídrico y movilización social. Quito: Abya Yala, IEP, Justicia Hídrica.

CUSTODIO, E., & LLAMAS, M. R. 2001. Hidrología Subterránea. Barcelona:OMEGA.

Instituto Nacional de Estadística e Informática - INEI (2012). IV Censo Nacional Agropecuario.

Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (2013). «Capítulo 9». Informe sobre Desarrollo Humano Perú 2013. Cambio climático y territorio: Desafíos y respuestas para un futuro sostenible. PNUD. Consultado el 19 de enero de 2014

TODD, D. K. 1959. Hidrogeología del agua subterránea. Editora Organismos La Habana, Cuba.

Tovar, J.A. et al. 2006. Estado del conocimiento de la hidrogeología en Perú. Boletín Geológico y Minero, 117 (1): 147-161

CAPÍTULO 14

SISTEMAS COMPUTACIONAIS INTELIGENTES E CONTROLE AVANÇADO COM ÊNFASE EM MAPAS COGNITIVOS FUZZY EM SISTEMAS DINÂMICOS APLICADOS EM DIFERENTES ÁREAS, COM ÊNFASE EM ROBÓTICA

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 07/05/2021

Fábio Rodrigo Milanez

Faculdade da Indústria Senai Londrina

Londrina - PR

<http://lattes.cnpq.br/3808981195212391>

Márcio Mendonça

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Programa de Pós-Graduação em Engenharia

Mecânica (PPGEM-CP)

Cornélio Procópio – PR

<http://lattes.cnpq.br/5415046018018708>

Lillyane Rodrigues Cintra

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Programa de Pós-Graduação em Engenharia

Mecânica (PPGEM-CP)

Cornélio Procópio – PR

<http://lattes.cnpq.br/9370472364579871>

Marina Souza Gazotto

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Programa de Pós-Graduação em Engenharia

Mecânica (PPGEM-CP)

Cornélio Procópio – PR

<http://lattes.cnpq.br/0919399626765318>

Francisco de Assis Scannavino Junior

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Departamento Acadêmico de Engenharia

Elétrica

Cornélio Procópio – PR

<http://lattes.cnpq.br/4513330681918118>

Marina Sandrini

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Programa de Pós-Graduação em Engenharia

Mecânica (PPGEM-CP)

Cornélio Procópio – PR

<http://lattes.cnpq.br/9713381415675435>

Wagner Fontes Godoy

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Departamento Acadêmico de Engenharia

Elétrica

Cornélio Procópio – PR

<http://lattes.cnpq.br/7337482631688459>

Marta Rúbia Pereira dos Santos

ETEC- Jacinto Ferreira de Sá

Ourinhos - SP

<http://lattes.cnpq.br/3003910168580444>

Rodrigo Henrique Cunha Palácios

Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Programa de Pós-Graduação em Engenharia

Mecânica (PPGEM-CP)

Cornélio Procópio – PR

<http://lattes.cnpq.br/0838678901162377>

RESUMO: Essa pesquisa apresenta conceitos da lógica Fuzzy, a qual modela informações, que podem ser adquiridas a partir de conhecimento de especialistas e/ou, dados históricos funcionamento de um sistema ou ambos. Através de técnicas de identificação e modelagem. O FCM modela o conhecimento humano, por meio de termos linguísticos, inerentes aos sistemas Fuzzy, com uma estrutura em grafos similares com a Redes Neurais Artificiais (RNA). Assim facilitando a análise dos dados e a capacidade

adaptação. O objetivo geral dessa pesquisa é mostrar a evolução dos Mapas Cognitivos Fuzzy (FCM) utilizando diferentes aplicações dessa técnica, comparando com outras técnicas da área de controle, diagnóstico, robótica autônoma com um ou de grupo. Já o objetivo secundário será empregar a teoria geral dos FCM com trabalhos qualitativos e quantitativos, por meio de simulações e sistemas embarcados, e posteriormente na construção de protótipos da área de controle. Além disso, mostrar a dificuldade de se empregar ações temporais no FCM canônico. Sendo assim, espera-se dessa pesquisa o cumprimento dos objetivos propostos de cada projeto, mesmo que de forma resumida e citações dos trabalhos correlatos. Além disso, serão citados os projetos que envolvam diagnóstico, aplicações em controle e em especial em robótica deverão ser apresentadas nessa investigação científica.

PALAVRAS - CHAVE: *Fuzzy Cognitive Maps*. Lógica Fuzzy. Redes Neurais Artificiais, Protótipos. Sistemas Computacionais inteligentes, Controle Adaptativo.

SOFT COMPUTATION AND ADVANCED CONTROL WITH EMPHASIS ON FUZZY COGNITIVE MAPS IN DYNAMIC SYSTEMS APPLIED TO DIFFERENT AREA, WITH EMPHASIS ON ROBOTICS

ABSTRACT: This research presents concepts of Fuzzy logic, which models information, that can be acquired from the knowledge of specialists and / or, historical data on the functioning of a system or both. Through identification and modeling techniques. The FCM models human knowledge, through linguistic terms, inherent to Fuzzy systems, with a structure in graphs similar to Artificial Neural Networks (ANN). Thus, facilitating data analysis and adaptability. The general objective of this research is to show the evolution of Fuzzy Cognitive Maps (FCM) using different applications of this technique, comparing it with other techniques in the area of control, diagnosis, autonomous robotics with one or group. The secondary objective will be to employ the general theory of FCM with qualitative and quantitative work, through simulations and embedded systems, and later in the construction of prototypes for the control area. Besides that, to show the difficulty of employing temporal actions in the canonical FCM. Therefore, this research is expected to fulfill the proposed objectives of each project, even if in a summarized form and citations of related works. In addition, projects involving diagnosis, control applications and especially in robotics will be mentioned in this scientific investigation.

KEYWORDS: Fuzzy Cognitive Maps. Fuzzy Logic. Artificial Neural Networks, Prototypes. Softcomputing, Adaptive Control.

1 | INTRODUÇÃO

Esse trabalho é uma síntese de um projeto de pesquisa de acordo com o título supracitado. Seres humanos são capazes de lidar com processos complexos, baseados em informações imprecisas e/ou aproximadas. A estratégia adotada normalmente é de natureza imprecisa por meio de nenhum ou parcial conhecimento do problema; e geralmente possível de ser expressa em termos linguísticos. Deste modo, através de conceitos da lógica Fuzzy, é possível modelar esse tipo de informação

(ZADEH, 1965). Entretanto, informações também podem ser adquiridas a partir dos dados de operação e/ou, funcionamento de um sistema. Este tipo de manipulação pode

ser realizado através de técnicas de identificação e modelagem (PASSINO; YURKOVICH, 1997). Entre estas técnicas as redes neurais artificiais se destacam pela capacidade de processar dados massivos de uma maneira paralela (HAYKIN, 2009), mais recentemente, Máquinas Desorganizadas (BOCCATO, et al, 2011) e redes neurais profundas, como por exemplo o trabalho (KAMBLE et al., 2020) no qual cita a ferramenta como “A terceira onda de inteligência artificial”, são inseparáveis com o aprendizado profundo.

Por outro lado, o mapa cognitivo *Fuzzy*, do inglês *Fuzzy Cognitive Maps* (FCM), é uma ferramenta para a modelagem do conhecimento humano, obtido através de termos linguísticos, inerentes aos sistemas *Fuzzy*, mas com uma estrutura em forma de grafos semelhante à das Redes Neurais Artificiais (RNA), a qual facilita o tratamento de dados e possui capacidade de treinamento e adaptação. FCM pode ser considerado um modelo híbrido com um forte grau de interação, no qual não se pode identificar e separar as estruturas das áreas de origens, somente a semântica de construção (D’ONOFRIO et al., 2018) (MENDONÇA et al., 2017). Recentemente um review sobre o sistema computacional inteligente, mostrou diferentes técnicas de aprendizado, bem como diferentes áreas de aplicação, como por exemplo o trabalho de (STACH ET AL, 2008), e fundamentação dos FCMs. As abordagens supracitadas no review não são escopo desse projeto de pesquisa. Entretanto, enfatiza áreas como Granular *Fuzzy*, Séries temporais, FCMs híbridos. *Softwares*; *Swarm Robotics* serão abordadas neste projeto, a Figura 1 mostra uma versão clássica em forma de grafo e sua respectiva matriz de pesos.

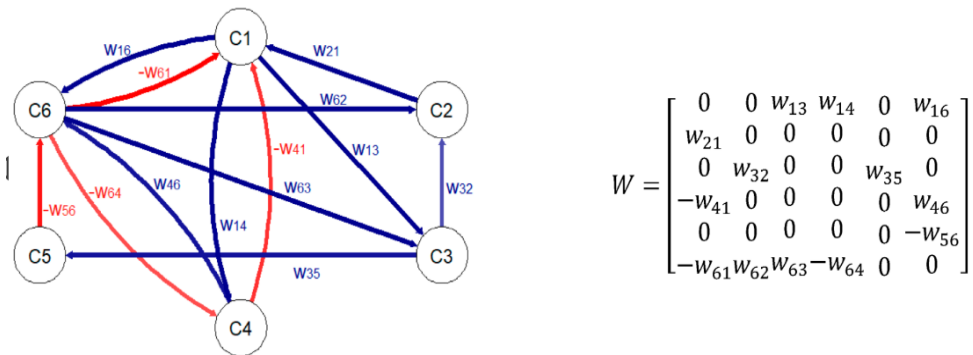


Figura 1 - Mapas cognitivos Fuzzy e sua representação matricial.

Fonte: Autoria Própria.

Diversos trabalhos em diferentes aplicações são pertinentes a esse projeto, variações da versão original, métodos de treinamento dos pesos, o qual será conferido na próxima sessão. Diferentes áreas de aplicação. Neste contexto podemos citar o trabalho Felix (FELIX et al., 2017) estado da arte em classificação. No qual Redes cognitivas difusas (FRCNs) são redes neurais recorrentes (RNNs) destinadas a fins de classificação

estruturada em que o problema é descrito por um conjunto explícito de recursos. A vantagem desse sistema neural granular está em sua transparência e simplicidade, ao mesmo tempo em que é competitivo em relação aos classificadores de última geração (CONCEPCION et al., 2020). O trabalho Mendonça que utiliza duas versões de FCM para otimizar a trajetória de um robô utilizando técnicas de *Swarm* para otimizar a trajetória de um robô autônomo em FCM (MENDONÇA et al., 2017). Já o trabalho de Dikopoulou (DIKOPOULOU; PAPAGEORGIOU; VANHOOF, 2020) e colaboradores objetiva aprender modelos de FCM a partir de dados sem qualquer conhecimento priori e intervenção de especialistas continuam a ser um considerável problema. Este estudo de pesquisa utiliza um aprendizado totalmente baseado em dados método para design automático de *Fuzzy Cognitive Maps* (FCM) usando um grande conjunto de dados ordinal com base na eficiência capacidades de modelos gráficos (DIKOPOULOU; PAPAGEORGIOU; VANHOOF, 2020). Outro trabalho da área de aprendizagem é o trabalho de Guoliang Feng e colaboradores, que considera numerosos métodos de aprendizagem para processos com *Fuzzy Cognitive Maps* (FCMs), como os métodos de aprendizagem baseados em Hebbian e baseados na população, foram desenvolvidos para modelagem e simulação de sistemas dinâmicos. No entanto, esses métodos são confrontados com várias limitações com número excessivo de conceitos. Em sistemas de médio e grande porte pode ser sim uma dificuldade. Uma área de vanguarda na robótica dois trabalhos do autor utilizam duas diferentes técnicas de *Swarm Robotics* para resgate de vítimas em uma catástrofe (MENDONÇA et al., 2019), {Formatting Citation} entre outras diversas aplicações. Os quais podem ser conferidores na base de IEEE <<https://ieeexplore.ieee.org/Xplore/home.jsp>>.

O objetivo geral dessa pesquisa consiste em disseminar uma evolução dos Mapas Cognitivos *Fuzzy*, do inglês *Fuzzy Cognitive Maps*, contextualizado na seção introdutória. Pretende-se diversas aplicações utilizando FCM comparando com outras técnicas consagradas como área de controle, diagnóstico, robótica autônoma com um ou de grupo. Outro objetivo secundário é devido à baixa complexidade computacional da ferramenta e portabilidade empregar a teoria geral dos FCM com trabalhos qualitativos e quantitativos ou ambos por meio de simulações e sistemas embarcados. E, finalmente na construção de protótipos da área de controle, e em especial de robótica por meio de iniciação científica, trabalhos de conclusão de curso, monografia de cursos de especialização, dissertações e teses. E, finalmente estágio pós-doutorado. A posteriori, publicação desses trabalhos em veículos científicos e possivelmente patentes ou registro de *softwares*.

Outro objetivo secundário, o qual também pode ser uma justificativa; de relevância no projeto está na dificuldade de se empregar ações temporais no FCM canônico, porque no projeto original todas as relações de causa e efeito ocorrem simultaneamente. Essa dificuldade praticamente inviabiliza em aplicações objetivadas nesse projeto (robótica e controle avançado). Devido a essa restrição a comunidade desenvolveu dezenas de versões de extensões baseadas nesta versão, como por exemplo de (MIAO et al., 1999),

Acampora, e Loia (ACAMPORA; LOIA, 2009), *Rough Cognitive Maps*, Napoles et al. (2015). Fortalecer o *Dynamic-Fuzzy Cognitive Maps*, *Rule Based Fuzzy Cognitive Maps and Fuzzy Cognitive Maps - A Comparative Study* (CARVALHO; TOMÉ, 2001), *Extended Fuzzy Cognitive Maps* (HAGIWARA, 1992), entre outros. Nesse contexto, está na consolidação de uma das possíveis extensões do FCM clássico também pode-se considerar como um objetivo secundário desse projeto. Para alcançar esse objetivo pretende-se publicar em conferências e periódicos de renome.

Esse objetivo está se consolidando, entretanto deve-se citar artigos publicados pelo autor (assim como outros relevantes) por estarem próximos ou no estado da arte, como o trabalho de Mendonça (MENDONÇA ET AL., 2019).

O qual pode ser conferido no link abaixo como o artigo mais relevante da IEEE até o presente momento. <<https://ieeexplore.ieee.org/search/searchresult.jsp?newsearch=true&queryText=Fuzzy%20cognitive%20maps%20autonomous%20robotics>>.

Esse trabalho está dividido da seguinte forma, na sessão 2 fundamentos e o formalismos dos Mapas Cognitivos *Fuzzy* Dinâmicos são apresentados. Já a sessão 3 apresenta resultados e produtos dessa investigação científica. A sessão 4 apresenta recursos, materiais e métodos. E, finalmente a sessão 5 apresentado conclusão e endereça futuras investigações.

2 | FUNDAMENTOS, FORMALISMO DOS MAPAS COGNITIVOS *FUZZY* DINÂMICOS

Fuzzy Cognitive Maps, como já citado combina aspectos de outros sistemas computacionais inteligentes como supracitado. Posto isso, pesquisas com outros sistemas computacionais como lógica *Fuzzy* do tipo *mandani*, redes neurais artificiais, ou até mesmo algoritmos evolutivos (os quais ajustam os pesos das relações causais dos FCMs *offline*), como algoritmos genéticos por exemplo serão investigadas. De forma análoga técnicas de controle clássico, moderno e robusto (OGATA, 2011), (NISE, 2012), (DORF; BISHOP, 2011) serão empregados nesse projeto seja para comparação ou até investigações científicas de forma similar ao FCM ou outras técnicas computacionais inteligentes, devido ao escopo desse projeto abranger controle avançado.

O FCM foi desenvolvido, nessa pesquisa, de forma manual, porque a saída desejada é um diagnóstico quantitativo por meio da opinião qualitativa dos especialistas, de outro modo o FCM é baseado em conhecimento, e, principalmente, porque é um FCM relativamente pequeno e desenvolvido de forma qualitativa empregando termos linguísticos, como forte, fraco, muito fraco etc.

O Mapa Cognitivo foi formalizado utilizando um grafo orientado, interconectado e binário por (AXELROD, 1976). Entretanto, foi inspirado em trabalhos correlatos como, por exemplo, o trabalho de (TOLMAN, 1948) que descreveu o comportamento de memorização

de ratos, ressaltando o uso da ferramenta décadas antes Axelrod.

Na década de 80, o trabalho pioneiro de (KOSKO, 1986), que estendeu os mapas cognitivos de o qual foi baseado em um trabalho precursor de para a inclusão da lógica *Fuzzy*, várias aplicações de FCM foram surgiram na literatura em diversas áreas do conhecimento, observa-se que não é escopo dessa seção apresentar trabalhos recentes e próximos do estado da arte como as supracitadas na revisão de forma resumida. Em especial, para deixar mais completa revisão, com trabalhos mais clássicos, citam-se as aplicações em vida artificial (DICKERSON; KOSKO, 1993), e mais recentemente inspirado nessa aplicação clássico com animações (ARRUDA et al., 2018), , detecção de pontos em imagens geradas por sistema de câmeras estéreo (PAJARES; CRUZ, 2006) , Também pode-se citar o trabalho de (MENDONÇA et al., 2013) em navegação robótica autônoma, predição de séries temporais (PEDRYCZ; JASTRZEBSKA; HOMENDA, 2016), assistência médica (PAPAGEORGIOU, 2011). Em comparação com muitos modelos clássicos de conhecimento, *Fuzzy Cognitive Maps* têm inúmeras vantagens Além das áreas de conhecimento, surgiram evoluções, as quais as algumas foram supracitadas do FCM, como por exemplo: em robótica móvel autônoma e controle de processos, respectivamente ED-FCM (*Event Driven-Fuzzy Cognitive Maps*) (MENDONÇA; ARRUDA; NEVES-JR, 2011). Na construção dos mapas conceituais esta dificuldade se reflete principalmente na definição da semântica e do relacionamento entre os conceitos (PAPAGEORGIOU, 2014). Além desta dificuldade de construção, a aquisição de dados deve ser bastante criteriosa, e validado com dados reais ou sintéticos obtidos por meio de simulações.

Geralmente, os modelos FCM podem ser de forma automática ou manualmente desenvolvido (YESIL; OZTURK, 2013). No primeiro caso, os FCMs automatizados são produzidos por algoritmos de aprendizagem com base em dados históricos. No segundo caso, os especialistas usam seu conhecimento sobre o sujeito a construir os gráficos. Ou até a fusão de ambas as técnicas, como por exemplo (MAZZUTO et al., 2018).

Etapas	Descrições
Etapa 1	Identificação dos conceitos elementares, seus papéis (<i>input</i> , <i>output</i> , decisão e nível) e suas interconexões, determinando sua natureza causal (positivo, negativo, neutro).
Etapa 2	Configuração inicial de conceitos e relacionamentos. Os valores de estado inicial do mapa (nós / arestas) podem ser adquiridos de especialistas, análise de dados históricos e / ou simulação do sistema.
Etapa 3	Determinação da influência semântica entre os conceitos. Desenho das diferentes visões do sistema.
Etapa 4	Para cada visão do sistema, projeto de bases de regras difusas e funções variáveis no tempo, calculando os valores dos pesos das relações difusas e / ou variáveis no tempo D-FCM.

Etapa 5	Processamento da informação, adaptação e otimização do D-FCM. modelo, ajustando suas respostas à saída desejada. Se necessário, o método de treinamento (aprendizado reforçado, aprendizado de hebbian, aprendizado evolutivo etc.) pode ser usado para ajuste dinâmico do modelo.
Etapa 6	Desenho do nível de gestão correspondente ao desenvolvimento da base de regras que está associada aos conceitos de fatores e relações de seleção, bem como, implementação de algoritmo para aprendizagem online como regras de aprendizagem por reforço
Etapa 7	Teste final e validação dos modelos e variações do D-FCM.

Tabela 1 – Etapas do Processo de um D-FCM.

Fonte: Autoria Própria, 2021.

O formalismo clássico dos Mapas Cognitivos Dinâmicos, do inglês *Dynamic Cognitive Maps* (D-FCM) será apresentado a seguir, entretanto algumas variações como por exemplo, uma aplicação de diagnóstico, com diversos artigos na literatura como o clássico (STACH; KURGAN; PEDRYCZ, 2007), denominada sD-FCM, do inglês *simplified Comportamental Dynamic-Fuzzy Cognitive Maps* aceito na conferência *Kes Covid Challenge 2021* para cálculo de nível de risco CoVID-19, sD-FCM aplicado no gerenciamento de manutenção de motores elétricos (SOARES et al., 2017).

Como uma das evoluções do FCM clássico, o D-FCM se comporta de acordo com a complexidade do problema modelado. Para decisões onde ambiguidades estão envolvidas, mas sem precedência temporal entre eles, se comporta como um FCM em que os relacionamentos causais são conceitos confusos, mas ainda considerando que todos as causalidades ocorrem simultaneamente. Para dinâmicas complexas sistemas, o D-FCM pode alterar dinamicamente os valores das relações causais entre conceitos e / ou alterar sua estrutura.

Em outras palavras, a saída pode ser um estado (A, A, A, ...), um ciclo (A, B, C, A, B, C, ...) ou um atrator caótico (A, C, B, A, D, C, ...). A transição para o ciclo limite é evidente conforme a linha do cache se endireita e o sistema converge para o ciclo limite (DE SOUZA et al., 2018a).

Como resultado, a matriz W na definição original relatada em [24] é agora uma matriz de variação no tempo cujos valores são calculados de acordo com a importância (nível) do modelado característica e o tipo de relacionamento. Cada peso nesta matriz também pode ser modelado como uma tupla: (N, C_i, C_o, r, U, Br) .

Onde:

N identifica a camada ou nível onde os relacionamentos pertencem, ou seja, uma relação causal pura tem $N = 0$, uma vez que pertence ao nível de camada mais baixo.

C_i representa um conceito de entrada que compõe a inferência premissa.

C_o representa o conceito de saída do relacionamento.

r é o tipo de relação, que pode ser uma relação causal, uma relação causal variável no tempo, uma relação difusa ou um é o tipo de relação de seleção, a qual pode variar o valor do peso da relação causal de acordo regras

U conforme de descreve o universo do discurso da relação, que pode ser um valor numérico, um intervalo ou uma variável linguística.

B_r é um índice que representa a base de regra relevante para a relação, portanto, causal puro ou causal variável no tempo relação tem. Assim, é possível identificar a partir do D-FCM uma lista de atributos que indicam o papel de cada relacionamento do modelo, permitindo assim a construção formal do D-FCM. Para uma melhor compreensão da proposta, a seguir, uma possível ontologia para desenvolvimento de um D-FCM, na Tabela 1, a seguir.

As equações 1 e 2, a seguir, mostram como deve-se calcular o passo a passo descrito na Tabela 1.

$$A^{(t+1)} = f(\sum_{j=1}^n W_{ij} \cdot A_j^t) \quad (1)$$

$$f(x) = \frac{1}{1+e^{-\lambda x}} \quad (2)$$

3 I RESULTADOS E/ OU PRODUTOS ESPERADOS

Essa pesquisa sugerida baseia-se em uma investigação contínua do meio acadêmico para determinar novas técnicas computacionais inteligentes e ou tecnologias que correlatos a linha de pesquisa. De modo específico, alguns dos resultados esperados serão desenvolvimento de trabalhos de conclusões de curso, iniciação científica e apoio para as pesquisas de alunos de mestrado, supervisionados pós-doc. do PPGEM-CP (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) de Cornélio Procópio. Além de publicações em conferências e periódicos nacionais e internacionais. Pretende-se também com essa pesquisa deverá investigar a aplicação e o formalismo dos D-FCM e ferramentas computacionais correlatas em diferentes ares de conhecimento, como por exemplo, na obtenção de diagnósticos, na área de controle de processos, sistemas autônomos.

Nesse contexto, em uma análise preliminar, alguns exemplos de periódicos e/ou conferências demonstram-se adequados para a divulgação destes resultados devido ao seu histórico de publicações de temas na mesma área, são eles:

- *Autonomous Robots, Springer*
- *Robotics and Autonomous Systems, Elsevier*
- *Applied Intelligence Elsevier*

- *Fuzzy on Systems* IEEE
- *Engineering Applications Of Artificial Intelligence*, Elsevier
- *IEEE on Mental Development*.
- IEEE América Latina.
- Entre outras.

4 I RECURSOS, MATERIAIS E MÉTODOS

Financiamentos para alunos bolsistas de Iniciação Científica, Mestrado e Doutorado (quando o programa oferecer essa modalidade) vindos das capes, fundação Araucária ou até mesmo internos. Formas de apoio tem sido por meio de editais, como 4k por exemplo, os quais foram contemplados nos últimos 4 anos. E, no ano de 2020 PROAP, editais internos e/ou parceria com a Fundação Araucária.

Como a maioria das pesquisas mencionadas, serão feitas por meio de simulações e protótipos desenvolvidos no AARLAB (Laboratório de Automação Avançada e Robótica), do inglês *Advanced Automation and Robotics Lab* chefiado pelo autor do projeto. Neste laboratório para experimentos simulados, os computadores disponíveis no mesmo; e nos laboratórios de graduação e mestrado das engenharias do campus de Cornélio Procopio, estes a princípio serão suficientes. No AARLAB já existem microcontroladores de baixo custo, como por exemplo Arduino e *Raspberry Pi* 3 e 4, entre sensores, motores entre outros componentes circunscritos ao desenvolvimento de protótipos. Também existem no laboratório, estação de solda, osciloscópio, gerador de sinais, protoboards entre outros, além de recursos dos laboratórios da UTFPR-CP. Alguns dos protótipos e experimentos simulados podem ser conferidos após o formalismo do FCM.

Exemplo de experimento simulado e protótipo com emprego de D-FCM ou variações do mesmo na Figura 2.

Os resultados esperados são publicações citadas, patentes (como por exemplo depósito feito esse ano no ANEXO II). Orientações de alunos de graduação, especialização, iniciação científica, mestrado e pós-doutorado.

Esses resultados objetivam contribuir com o grupo de pesquisa da CAPES, chefiado pelo autor do projeto, conta com a participação de outros professores da UTFPR-CP e alunos e ex alunos de mestrado e supervisionado de estágio pós doutorado, o qual pode ser conferido no link <<http://dgp.cnpq.br/dgp/espelhogrupo/8396867494583040>>.

Inúmeras citações aparecem o autor projeto professor Márcio Mendonça como autor principal ou coautor, isso ocorre devido ao D-FCM ser desenvolvimento do mesmo. Essa ferramenta como supracitada, está entre melhores do mundo na base do IEEE, ganhou prêmio internacional e já obteve publicações em periódicos de renome. Espera-se que esses trabalhos tenham contribuído e já apresentaram potencial para novas publicações

em periódicos de excelência, posto isso, se espera contribuir com a marca UTFPR internacionalmente. A Figura 2 mostra um experimento simulado e um experimento prático com um protótipo do trabalho (MENDONÇA et al., 2020).

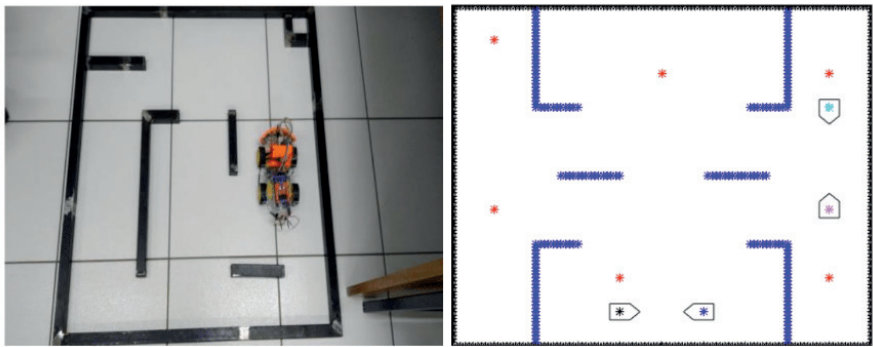


Figura 2 - Robô autônomo e ambiente simulado com modelos cinemáticos do mesmo.

Fonte: Autoria Própria.

Outro trabalho desenvolvido dentro do laboratório da UTFPR-CP consiste na aplicação de um FCM clássico com o objetivo de avaliar o nível de satisfação dos alunos do curso de Engenharia Elétrica do campus da UTFPR-CP em relação ao curso. Para o desenvolvimento do trabalho identificou-se as variáveis relevantes ao problema proposto como conceitos, e as relações causais foram obtidas por meio das opiniões dos alunos de um curso de engenharia elétrica.

Neste trabalho oito aspectos, como mostra a Tabela 2, foram escolhidos e as relações entre eles foram definidas por meio de questionários. Uma amostra de estudantes deu notas de zero a dez para cada um dos conceitos que podem interferir no nível de satisfação dos estudantes da UTFPR-CP.

C1	Nível de satisfação dos discentes
C2	Capacitação/ Desempenho dos discentes
C3	Estrutura
C4	Moradia
C5	Biblioteca
C6	Limpeza
C7	Atividades de lazer/ esportivas
C8	Acessibilidade

Tabela 2 – Relação de Conceitos do FCM.

Fonte: Autoria Própria.

Após a modelagem dos conceitos e as relações causais, em especial os valores numéricos das relações causais votadas pelos alunos. O modelo é então calculado e evolui para os valores finais, os quais são o objetivo do trabalho, avaliação quantitativa do tema central. A Figura 03 mostra os resultados e evolução de cada um dos conceitos modelados em uma escala de zero a 10, com destaque para o conceito central (nível de satisfação na UTFPR-CP).

Observou-se nesse FCM que o mesmo evoluiu de forma estável atingindo um ponto crítico (uma suave variação em torno do resultado final). Vemos também que houve alguns pontos críticos na pesquisa e construção do modelo, como por exemplo, as condições de estacionamento em lugares próximos a Universidade, devido ao rápido crescimento da mesma nos últimos dez anos aproximadamente, devendo ser analisado pelo corpo diretivo junto a autoridades do governo para futuras melhorias. A nota final dessa pesquisa foi relativamente boa, próxima de oito, com possibilidades de melhoras com tratamento dos pontos críticos identificados. Maiores detalhes desse trabalho podem ser conferidos no artigo (MENDONÇA et al., 2015). A Figura mostra os resultados obtidos pelo FCM desenvolvido, em especial o nível de satisfação do estudante com aproximadamente 80% de resultado, o que pode ser validado devido ao curso na época ter 4 de 5 estrelas. Resultado obtido pelo MEC, equivalente ao FCM e obtido por outro tipo de métrica.

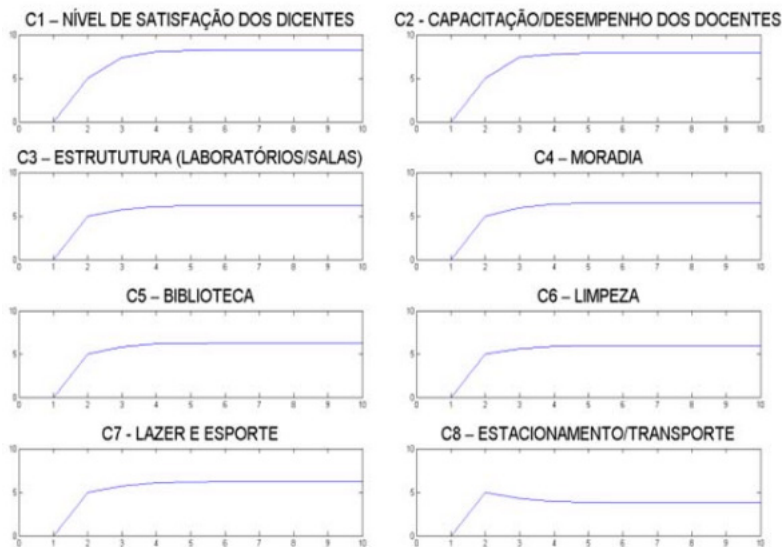


Figura 3 - Resultados obtidos for meio do FCM.

Fonte: IEEE Latin America Transactions, Vol 13, N° 12, Dez 2015

Outra aplicação do FCM, o qual empregou Algoritmo Genético para a evolução de um controlador baseado no FCM clássico (D-FCM) também foi foco de estudo dos alunos

do laboratório. O trabalho desenvolvido consistiu na otimização *off-line* de um FCM, de um misturador industrial. O controlador D-FCM é baseado no aprendizado de Hebb.

Os resultados comparam duas abordagens do AG proposto: a primeira com solução inicial aleatória definida pelos autores, enquanto a segunda contém conhecimento de especialista sobre o problema. A segunda abordagem apresentou os melhores resultados relativos.

O sistema a ser controlado consistia em um misturador industrial com duas válvulas de entrada (V1 e V2) de ar para diferentes líquidos, uma válvula de saída (V3) para a remoção de líquido produzido por mistura e medidor de densidade, que mede a qualidade do líquido produzido. O processo apresentava um controle de faixa para o volume e o peso do líquido e um seguidor de *setpoint* para V3.

As válvulas (V1) e (V2) são os atuadores que inserem dois líquidos diferentes no tanque. Durante a reação dos dois líquidos, um novo líquido é caracterizado pelo seu valor de densidade que é produzido. Neste instante a válvula (V3) esvazia o reservatório de acordo com um fluxo de saída de campanha, mas a mistura líquida deve estar nos níveis especificados. Outro aspecto a ser ressaltado nessa pesquisa é que devido a baixa complexidade computacional dos FCMs e conseqüente os D-FCMs esse controlador foi em embarcado em um Arduino com baixo custo e baixo poder de processamento (DE SOUZA et al., 2017)

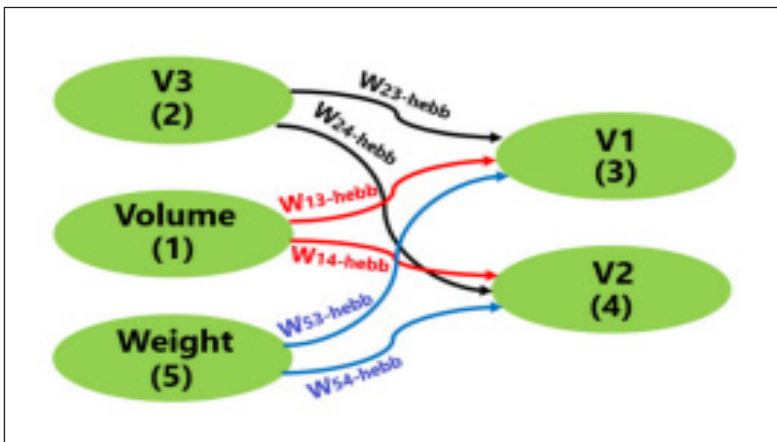


Figura 4 - Controlador D-FCM.

Fonte: Engenharias, ciência e tecnologia 4 (Atena Editora, 2019).

Para sua modelagem, utilizou-se uma população de 30 indivíduos, com cruzamento simples (torneio) e 1% de mutação. Nesse caso serão comparados dois casos, um que utiliza os valores encontrados no trabalho (SOUZA et al., 2017) (abordagem 1) e outro que utiliza metade desses valores, considerando o conhecimento prévio dos autores sobre o processo em análise (abordagem 2). A Tabela 3 apresenta de forma sucinta a configuração

do AG utilizado.

Número de indivíduos	30
TIPO DE CRUZAMENTO	Simplex
método de seleção	Torneio
mutação	1%

Tabela 2 – Parâmetros do AG.

Fonte: Autoria Própria.

Para cada uma das abordagens foram realizadas 100 simulações. A comparação entre as abordagens é definida por meio do menor erro relativo ao decorrer de todas as simulações. As Figuras 5 e 6 apresenta o controlador D-FCM modelado para o sistema estudado. Na qual, W são os valores para as relações causais entre os conceitos, evoluídas de forma *off-line* com o AG e *on-line* por meio do algoritmo de Hebb. O A.G utilizado foi população eletiva, devido a isso a convergência foi relativamente rápida com poucas gerações. Maiores detalhes desse trabalho podem ser conferidos no trabalho (SOUZA et al., 2017).

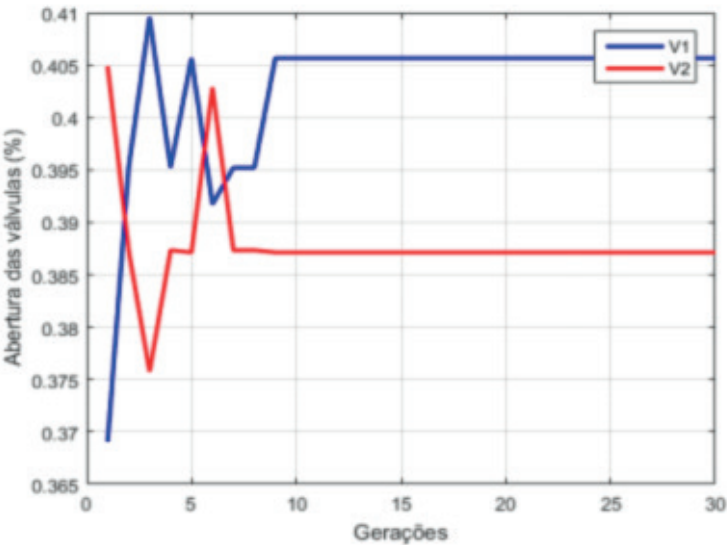


Figura 5 - Evolução do AG, V1 e V2 – para abordagem 1.

Fonte: Engenharias, ciência e tecnologia 4 (Atena Editora, 2019).

Um trabalho baseado em robótica, do inglês *Swarm Robotics*, desenvolvido no laboratório da UTFPR-CP. Teve como objetivo aplicar os conceitos de *Swarm Robotics* e

Fuzzy Logic Controller, utilizando alguns robôs móveis autônomos, para completar uma tarefa de forrageamento em ambientes semidesconhecidos ou desconhecidos. Embora, o ambiente fosse simulado, a autonomia dos robôs desse tipo de operação foi testada em diferentes cenários simulados. Uma arquitetura reativa foi usada para aumentar a robustez global dos robôs em lidar com situações imprevisíveis.

Nesse contexto, essa pesquisa apresenta um *Multiple Robot Systems* (MRS) inspirado nos conceitos da robótica por enxame, para resgatar vítimas em ambientes desconhecidos. No trabalho foi considerado que os robôs desconhecem os limites e obstáculos da área de busca, porém sabem o número de vítimas a serem resgatadas, e isso foi utilizado como critério de parada para as simulações feitas no *software* Matlab. Portanto, três abordagens que herdam os principais aspectos da lógica *Fuzzy* são: um controlador de lógica *Fuzzy* (FLC), um controlador de mapa cognitivo *Fuzzy* dinâmico (D-FCM), e um D-FCM inspirado na meta heurística de otimização de colônia de formigas (D-FCM-ACO).

A ideia proposta foi simular as operações de resgate em desastres da vida real, em três ambientes, para testar a robustez contra situações imprevisíveis, autonomia, área explorada e tempo de processamento, para ambas as abordagens usando uma arquitetura baseada em subsunção.

5 | CONCLUSÃO E FUTUROS TRABALHOS

Espera-se com possíveis melhorias no **AARLAB**, novas publicações e protótipos. Os riscos dos projetos circunscritos estão na validação das pesquisas, em especial utilizando FCM, em especial D-FCM é devido a fase inicial estar num estado de crença até a última etapa para se tornar conhecimento.

Já em aplicações como controle e robótica a observação dinâmica e o cumprimento dos objetivos de cada projeto. Já em projetos que envolvam diagnóstico é sempre interessante comparar com resultados semelhantes obtidos por técnicas similares. Ressaltando que a comparação pode e deve ser usada em aplicações como robótica e controle, clássicas.

Futuros endereçam novas pesquisas com o D-FCM para consolidação da mesma como uma das extensões do FCM clássico na literatura específica.

REFERÊNCIAS

ACAMPORA, G.; LOIA, V. **A dynamical cognitive multi-agent system for enhancing ambient intelligence scenarios**. Fuzzy Systems, 2009. FUZZ-IEEE 2009. IEEE International Conference on. *Anais...*2009

ARRUDA, L. V. R. et al. Artificial Life Environment Modeled by Dynamic Fuzzy Cognitive Maps. **IEEE Transactions on Cognitive and Developmental Systems**, v. 10, n. 1, p. 88–101, 2018.

AXELROD, R. **Structure of decisions: the cognitive maps of political elites**. 1. ed. Princeton, NJ, USA: Princeton University Press, 1976.

CARVALHO, J. P.; TOMÉ, J. A. B. **Rule based fuzzy cognitive maps-expressing time in qualitative system dynamics**. 10th IEEE International Conference on Fuzzy Systems. **Anais...**Melbourne, Victoria, Australia: IEEE, 2001

CONCEPCION, L. et al. Fuzzy-Rough Cognitive Networks: Theoretical Analysis and Simpler Models. **IEEE Transactions on Cybernetics**, p. 1–12, 2020.

D'ONOFRIO, S. et al. **Fuzzy Reasoning in Cognitive Cities: An Exploratory Work on Fuzzy Analogical Reasoning Using Fuzzy Cognitive Maps**. 2018 IEEE International Conference on Fuzzy Systems (FUZZ-IEEE). **Anais...**Rio de Janeiro, BR: IEEE, 2018

DE SOUZA, L. B. et al. **Fuzzy Cognitive Maps and Fuzzy Logic applied in industrial processes control**. 2018 IEEE International Conference on Fuzzy Systems (FUZZ-IEEE). **Anais...**Rio de Janeiro, Brazil: IEEE, 2018a

DE SOUZA, L. B. et al. **Fuzzy Cognitive Maps and Fuzzy Logic applied in industrial processes control**. IEEE International Conference on Fuzzy Systems. **Anais...**Rio de Janeiro, Brazil: IEEE, 2018b

DICKERSON, J. A.; KOSKO, B. **Virtual Worlds as Fuzzy Cognitive Maps**. Virtual Reality Annual International Symposium, 1993., 1993 IEEE. **Anais...**1993

DIKOPOULOU, Z.; PAPAGEORGIOU, E. I.; VANHOOF, K. Retrieving sparser fuzzy cognitive maps directly from categorical ordinal dataset using the graphical lasso models and the MAX-threshold algorithm. **IEEE International Conference on Fuzzy Systems**, v. 2020- July, 2020.

DORF, R. C.; BISHOP, R. H. **Modern Control Systems**. 12. ed. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2011.

FELIX, G. et al. A review on methods and software for fuzzy cognitive maps. **Artificial Intelligence Review**, n. March 2018, p. 1–31, 2017.

HAGIWARA, M. Extended fuzzy cognitive maps. p. 795–801, 1992.

HAYKIN, S. **Neural Networks and Learning Machines**. 3. ed. Upper Saddle River, NJ: Pearson Education, 2009.

KAMBLE, A. N. et al. New radiological classification of glioma and validation with the survival analysis. **bioRxiv**, 2020.

KOSKO, B. Fuzzy cognitive maps. **Int. J. Man-Machine Studies**, v. 24, n. 1, p. 65–75, 1986.

MAZZUTO, G. et al. **Fuzzy Cognitive Maps designing through large dataset and experts' knowledge balancing**. 2018 IEEE International Conference on Fuzzy Systems (FUZZ-IEEE). **Anais...** Rio de Janeiro, BR: IEEE, 2018

MENDONÇA, M. et al. A Subsumption Architecture to Develop Dynamic Cognitive Network-Based Models With Autonomous Navigation Application. **Journal of Control, Automation and Electrical Systems**, v. 24, n. 1, p. 117–128, 2013.

MENDONÇA, M. et al. Fuzzy Cognitive Maps Applied to Student Satisfaction Level in an University. **IEEE Latin America Transactions**, v. 13, n. 12, p. 3922–3927, 2015.

MENDONÇA, M. et al. A cooperative architecture for swarm robotic based on dynamic fuzzy cognitive maps. **Engineering Applications of Artificial Intelligence**, v. 59, n. May 2016, p. 122–132, 2017.

MENDONÇA, M. et al. **Semi-Unknown Environments Exploration Inspired by Swarm Robotics using Fuzzy Cognitive Maps**. 2019 IEEE International Conference on Fuzzy Systems (FUZZ-IEEE). **Anais...**New Orleans, USA: IEEE, 2019

MENDONÇA, M. et al. **Multi-robot exploration using Dynamic Fuzzy Cognitive Maps and Ant Colony Optimization**. IEEE International Conference on Fuzzy Systems. **Anais...**Glasgow, UK: IEEE, 2020

MENDONÇA, M.; ARRUDA, L. V. R.; NEVES-JR, F. Autonomous navigation system using Event Driven-Fuzzy Cognitive Maps. **Applied Intelligence**, v. 37, n. 2, p. 175–188, 2011.

MIAO, Y. et al. **Dynamical cognitive network-an extension of fuzzy cognitive map**. Tools with Artificial Intelligence, 1999. Proceedings. 11th IEEE International Conference on. **Anais...**1999

NISE, N. S. **Engenharia de sistemas de controle**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

PAJARES, G.; CRUZ, J. M. DE LA. Fuzzy Cognitive Maps for stereovision matching. **Pattern Recognition**, v. 39, n. 11, p. 2101–2114, 2006.

PAPAGEORGIOU, E. I. A new methodology for Decisions in Medical Informatics using fuzzy cognitive maps based on fuzzy rule-extraction techniques. **Applied Soft Computing**, v. 11, n. 1, p. 500–513, 2011.

PAPAGEORGIOU, E. I. (ED.). **Fuzzy Cognitive Maps for Applied Sciences and Engineering**. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014.

PASSINO, K. M.; YURKOVICH, S. **Fuzzy Control**. [s.l.] Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc., 1997.

PEDRYCZ, W.; JASTRZEBSKA, A.; HOMENDA, W. Design of fuzzy cognitive maps for modeling time series. **IEEE Transactions on Fuzzy Systems**, v. 24, n. 1, p. 120–130, 2016.

SOARES, P. P. et al. **Simplified Fuzzy Dynamic Cognitive Maps Applied to the Maintenance Management of Electric Motors**. ICAS 2017 : The Thirteenth International Conference on Autonomic and Autonomous Systems. **Anais...**Barcelona, Spain: IARIA, 2017Disponível em: <https://www.researchgate.net/profile/Carlos%7B%5C_%7DWestphal/publication/317039419%7B%5C_%7DICAS%7B%5C_%7D2017%7B%5C_%7D-%7B%5C_%7DThe%7B%5C_%7DThirteenth%7B%5C_%7DInternational%7B%5C_%7DConference%7B%5C_%7DDon%7B%5C_%7DAutonomic%7B%5C_%7Dand%7B%5C_%7DAu>

SOUZA, L. B. DE et al. **Dynamic Fuzzy Cognitive Maps Embedded and Classical Fuzzy Controllers Applied in Industrial Process**. ICAS 2017 : The Thirteenth International Conference on Autonomic and Autonomous Systems. **Anais...**Barcelona, Spain: IARIA, 2017

STACH, W.; KURGAN, L.; PEDRYCZ, W. Parallel learning of large fuzzy cognitive maps. **IEEE International Conference on Neural Networks - Conference Proceedings**, n. 1, p. 1584–1589, 2007.

TOLMAN, E. C. Cognitive maps in rats and men. **Psychological Review**, v. 55, n. 4, p. 189–208, 1948.

YESIL, E.; OZTURK, C. Fuzzy cognitive maps learning using Artificial Bee Colony optimization. **Fuzzy Systems (FUZZ)**, ..., n. 1, 2013.

ZADEH, L. A. Fuzzy Sets. **Information and control**, v. 353, p. 338–353, 1965.

CAPÍTULO 15

ROBÔ AUTÔNOMO PARA ESTACIONAMENTO

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 05/05/2021

Lucas Netto Luzente de Almeida

DEM, Escola Politécnica, Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Rio de Janeiro - RJ
<http://lattes.cnpq.br/1275622675074026>

Graziele Barreto da Costa Almeida

DEM, Escola Politécnica, Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Rio de Janeiro - RJ
<http://lattes.cnpq.br/7012386344180542>

Heitor Gomes de Souza Batista

DEM, Escola Politécnica, Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Rio de Janeiro - RJ
<http://lattes.cnpq.br/7165817263822509>

Armando Carlos de Pina Filho

PEU, Escola Politécnica, Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Rio de Janeiro - RJ
<http://lattes.cnpq.br/4389013951914878>

RESUMO: Observa-se atualmente uma grande demanda e utilização de tecnologias, como certos robôs, que otimizem o tempo e que tenham baixo custo na realização de tarefas domésticas. Contudo, essa demanda por tecnologias que potencializem a eficiência nas atividades não é apenas do meio doméstico, mas também do espaço urbano. Apesar de

haver uma necessidade nas cidades de técnicas e equipamentos que facilitem o funcionamento de várias tarefas na esfera urbana, o que se vê é que este emprego ainda é incipiente. Um dos problemas que se constata no meio urbano é a disposição e gerenciamento de vagas de estacionamento em aeroportos, supermercados e shoppings. Muitos destes lugares possuem um espaço que é subaproveitado ou organizado de forma ineficaz, tomando muito tempo do motorista. Considerando este déficit, a presente pesquisa visa propor uma possível solução para esta questão, que seria um sistema autônomo integrado usando robótica. A pesquisa trará as etapas que envolveram a produção de um robô capaz de identificar vagas e estacionar veículos pessoais, em um ambiente controlado, de forma autônoma. Para tanto, iremos analisar os parâmetros que caracterizam uma situação geral de estacionamento (peso e dimensões médias de um carro popular) e, a partir desses dados, dimensionar um robô apropriado. O produto final deverá ser capaz de carregar e descarregar um veículo, além de realizar qualquer outra atividade envolvida no processo, como seguir o trajeto determinado ou identificar possíveis obstáculos em seu curso, de forma autônoma.

PALAVRAS - CHAVE: Automação urbana, Estacionamento autônomo, Projeto mecatrônico.

AUTONOMOUS ROBOT FOR PARKING SYSTEM

ABSTRACT: There is currently a great demand and use of technologies, as some robots, that optimize time and have a low cost in carrying out

domestic tasks. However, this demand for technologies that enhance efficiency in activities is not only for the domestic environment, but also for urban space. Although there is a need in the cities for techniques and equipment that facilitate the operation of various tasks in the urban sphere, what is seen is that this job is still incipient. One of the problems found in urban areas is the provision and management of parking spaces at airports, supermarkets and shopping malls. Many of these places have a space that is underutilized or ineffectively organized, taking a lot of time from the driver. In view of this deficit, the present research aims to propose a possible solution to this question, which would be an integrated autonomous system with a robotic front. The research will bring the steps that involved the production of a robot capable of identifying spaces and parking personal vehicles, in a controlled environment, autonomously. For that, we will analyze the parameters that characterize a general parking situation (average weight and dimensions of a popular car) and, based on this data, design an appropriate robot. The final product must be able to load and unload a vehicle, in addition to carrying out any other activity involved in the process, such as following the determined path or identifying possible obstacles in its course, autonomously.

KEYWORDS: Urban automation, Autonomous parking, Mechatronic design.

1 | INTRODUÇÃO

A observação do meio urbano contemporâneo permite a identificação de dois problemas: o controle do tráfego de veículos e a inerente falta de espaço disponível. As questões vinculadas ao trânsito são motivo de várias pesquisas que buscam entender o espaço urbano. Castro *et al.* (2016) afirmam que o crescimento da frota de veículos no país nos últimos tempos, principalmente a partir da abertura de mercado na década de 1990, vem causando problemas como longos congestionamentos e falta de espaço destinado a estacionamento. Devido a este último, motoristas de cidades brasileiras enfrentam dificuldades para encontrar vagas em áreas de alta concentração de veículos, como centros comerciais e universidades.

A essa questão somam-se também os danos ao meio ambiente, com um aumento da emissão de CO₂ por motos e carros, além do estresse que o trânsito vem causando nas pessoas (BARBOSA, 2017). A melhoria neste quadro se faz necessária ainda por questões de mercado, uma vez que os principais centros administrativos e financeiros se encontram em regiões urbanas, e a combinação desses problemas pode resultar em uma queda de eficiência e, conseqüentemente, se mostrar como um entrave para o tão almejado crescimento econômico.

Assim, pensar em formas de minimizar os problemas causados por estes fatores é de extrema relevância, e a ideia de integrar robótica ao problema e desenvolver um sistema autônomo para o transporte e armazenamento de veículos pessoais, ou simplesmente um robô autônomo para estacionamento, se mostra como uma inovação.

Logo, a proposta é criar um robô que suspenda o automóvel de forma a retirá-lo do chão e transportá-lo para uma vaga disponível. O projeto pode ser dividido em três

principais partes: Sistema de Elevação e Retenção; Sistema de Locomoção; e o Sistema Eletrônico e de Controle.

2 | SISTEMA DE ELEVÇÃO E RETENÇÃO

O sistema de elevação fará uso de um sistema hidráulico (Figura 1), devido ao seu tamanho relativamente compacto e a força necessária a ser realizada.

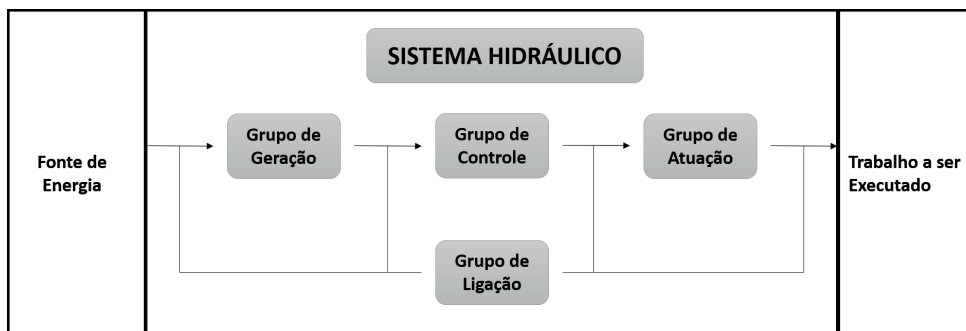


Figura 1 - Sistema Hidráulico. Fonte: Autoria própria.

Ao trabalhar essa questão, Peixoto (2014) afirma que a conversão de energia em um sistema hidráulico é realizada por meio de bombas hidráulicas, sendo a energia transmitida para os atuadores, onde então é convertida em energia mecânica para a produção de trabalho útil.

O trabalho útil no caso deste projeto é a elevação do carro. A fim de gerar a pressurização necessária no fluido, o sistema deverá conter uma bomba hidráulica, e para controlar e direcionar tal pressão e chegar à potência hidráulica ideal, uma válvula de controle se faz fundamental. Para transformar a potência hidráulica em mecânica e fazer com que o trabalho seja realizado um atuador é essencial.

Para alcançar tal objetivo contar-se-á também com mais dois grupos de atuadores hidráulicos lineares. Um será responsável por estender a rampa de carga do robô, possibilitando uma adaptação a diferentes tamanhos de veículos. Já o outro grupo, fará a elevação de um pequeno conjunto de rodas na parte traseira do veículo, com o objetivo de ter mais um ponto de apoio para a carroceria e equilibrar o sistema. A retenção do veículo será feita através de quatro pares de garras acionados por um sistema hidráulico até sua posição de travamento, no local onde se localizam as rodas.

2.1 Condições de Projeto

Por meio do levantamento acerca dos tipos de veículos urbanos mais usuais, conclui-se que o peso máximo é em média de 4 toneladas. Foi feita uma pesquisa de mercado, e apesar de terem sido encontrados diversos macacos hidráulicos com

capacidade de erguer um veículo de 4 toneladas, foram identificados certos problemas com a altura dos equipamentos. Logo, se faz necessário o desenvolvimento de um sistema de suspensão hidráulico próprio, que atenda as especificidades da tecnologia proposta. Serão desenvolvidos dois macacos com capacidade de duas toneladas cada, que terão por função erguer uma plataforma de metal na qual o carro estará estacionado.

2.2 Atuador Hidráulico

Lopes (1997) afirma que em aplicações práticas, considera-se que o suprimento de fluido pressurizado tem sua pressão mantida constante, apesar de variações de carga ou vazamentos na linha. Portanto os elementos principais de sistemas de controle hidráulico são a servo válvula e o pistão atuador, que formam o conjunto atuador hidráulico.

Para o presente projeto optou-se por um atuador de dupla ação. A partir da força de compressão, é possível determinar a pressão necessária para atuar no sistema. A força total necessária é dada por:

$$F_{TOTAL} = m \times g = 4000kg \times \frac{9,81m}{s^2} = 39,240kN \quad (1)$$

A força necessária em cada ponto de atuação seria metade desse valor, ou seja, 19,62 kN. Considerando o diâmetro do êmbolo igual 110 mm (0,11 m), a pressão será dada pela seguinte equação:

$$P = \frac{F_i}{\pi \times d^2 / 4} = \frac{19620N}{\pi \times 0,11^2 / 4} = 2064542,14 \text{ bar} \quad (2)$$

Onde: P é a Pressão do Fluido [bar], F é a Força no êmbolo [N] e d é Diâmetro do êmbolo [m]. Foi definido um curso de apenas 5 cm para o pistão, altura suficiente para elevar o veículo do solo ao mesmo tempo que se economiza espaço no tamanho do pistão.

Quanto ao diâmetro mínimo da haste do atuador, para evitar possíveis transtornos, pode-se utilizar o critério de Euler para deformação por flambagem. Logo, o diâmetro da haste pode ser expresso por:

$$dh = \sqrt[4]{\frac{64 \times S \times \lambda^2 \times F_a}{\pi^3 \times E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \times 3,5 \times 2L^2 \times 19620}{\pi^3 \times 2,1.10^7}} \simeq 0,9 \text{ cm} \quad (3)$$

Onde: dh é o Diâmetro da Haste (cm), S é o Coeficiente de segurança, E é o Módulo de Elasticidade do Material, Fa é a Força Axial e λ é o Comprimento livre de flambagem. Quanto à velocidade de avanço e retorno do cilindro hidráulico, pode ser determinada a partir da seguinte relação:

$$V_{a/r} = \frac{D}{\Delta t_a \text{ ou } \Delta t_r} = \frac{0,02m}{5s} = 0,004m/s \quad (4)$$

Onde: D é o Deslocamento do Pistão (0,02 m), Δt_a a Variação do tempo no avanço e Δt_r a Variação do tempo no retorno (ambos iguais 5 s). Por fim, determina-se a vazão de avanço (Q_a), que é a vazão necessária para que o cilindro, ao distender-se, atinja a velocidade de avanço (V_a):

$$Q_a = V_a \cdot A_p = V_a \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = 3,8 \cdot 10^{-5} m^3/s \quad (5)$$

Onde: A_p é a Área do pistão e D_p o diâmetro do pistão. A vazão de retorno (Q_r) é a vazão necessária para que o cilindro, ao retornar à posição inicial, atinja a velocidade de retorno (V_r):

$$Q_r = V_r \cdot A_c = V_r \cdot \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_h^2)}{4} = 3,79 \cdot 10^{-5} m^3/s \quad (6)$$

Onde: D_p é o diâmetro do pistão e d_h o diâmetro da haste.

2.3 Válvula de Controle Direcional

Uma válvula de controle é aquela que permite controlar a vazão de uma tubulação, e isto ocorre geralmente através de uma obstrução na sua trajetória. As válvulas podem ter inúmeras vias que são as entradas de óleo e também apresentam direções, que representam o número de posições que a válvula pode apresentar, o que irá determinar a direção que o fluido irá percorrer (PARK *et al.*, 2019).

O atuador de dupla ação escolhido para o desenvolvimento do projeto irá exigir uma válvula de 4 vias, que fornece o controle do fluxo em cada entrada do cilindro. A válvula irá operar em três posições: duas das posições tem a capacidade para controlar somente o avanço e o retorno do cilindro, enquanto uma terceira serve para poder controlar o cilindro em posição de sustentação. Portanto, a válvula selecionada é do tipo 4 vias x 3 posições.

2.4 Bomba Hidráulica

Bombas são máquinas hidráulicas operatrizes, isto é, máquinas que recebem energia potencial (força motriz de um motor ou turbina), e transformam parte desta potência em energia cinética (movimento) e energia de pressão (força), cedendo estas duas energias ao fluido bombeado, de forma a fazer ele recircular ou transportá-lo de um ponto a outro.

Na seleção da bomba se faz necessário observar alguns pontos, tais como a faixa de pressão exigida, a faixa de rotação esperada, a temperatura operacional mínima e máxima, a situação de instalação (tubulação etc.), o tipo de acionamento (acoplamento, motor etc.), a vida útil esperada, facilidade de manutenção e assistência, eventualmente preço máximo pretendido etc. Para o cálculo das variáveis da bomba, as seguintes relações são válidas, para Volume de absorção (V_g)[cm³/rotação], Torque absorvido (M_t)[N.m], e Potência absorvida (P_{ot})[kW]:

$$V_g = \frac{1000 \times Qb}{n \times \eta_v}; M_t = \frac{Qb \times \Delta p}{n \times \eta_{mh}}; Pot = \frac{Qb \times \Delta p}{600 \times \eta_t} \quad (7)$$

Onde: Qb é a Vazão da bomba [l/min], n a Rotação, η_v o Rendimento volumétrico, Δp a perda de carga [bar], η_{mh} o Rendimento mecânico hidráulico, e η_t o Rendimento total.

2.5 Pares de Garras

Como anteriormente mencionado, as rodas do veículo serão retidas através de quatro pares de garras, cada um dos pares destinado para cada roda. Essas garras são armazenadas no interior da carroceria do robô. Quando um veículo se posicionar corretamente acima do robô, motores de servo irão rotacionar cada garra em 90 graus, fazendo com que elas saiam da carroceria e entrem em contato com as rodas. A Figura 2 mostra a vista superior do robô antes e depois das garras serem acionadas.

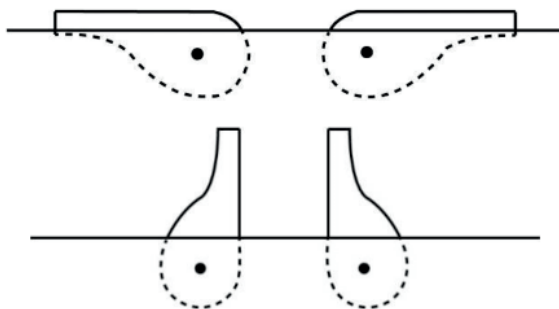


Figura 2. Garras do robô antes e depois de serem acionadas.

Fonte: Autoria própria.

3 | SISTEMA DE LOCOMOÇÃO

Esta seção visa definir os detalhes do sistema de locomoção do robô. Para tanto, é importante uma análise dos seguintes aspectos: superfície onde o robô irá operar, o número de rodas e os motores responsáveis por esse movimento. Também é importante considerar as possíveis manobras que o robô terá que fazer durante seu percurso e o equilíbrio do veículo sobre sua carroceria.

3.1 Superfície

Por se tratar de um robô seguidor de linha, a superfície é algo importante a se considerar. Como a proposta prevê o uso em ambientes controlados de estacionamentos, superfícies uniformes e adequadas podem ser esperadas, como piso cerâmico emborrachado ou de concreto, previamente preparados com as faixas que orientam um seguidor de linha.

Na Figura 3 pode-se observar os corredores principais na vertical, enquanto na horizontal tem-se os corredores das vagas, onde cada interseção com os traços mais finos verticais representariam a delimitação de uma vaga. As vagas do fundo são sempre ocupadas antes, visando melhor uso do espaço sem comprometer a velocidade de estacionar e entregar o veículo.

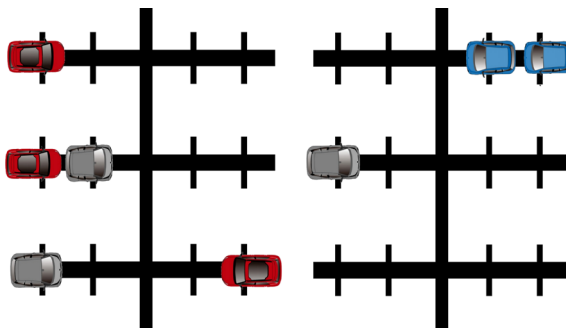


Figura 3. Exemplo de Matriz de Vagas e preenchimento.

Fonte: Autoria própria.

3.2 Forças e Torque

Para escolha do motor é preciso determinar o torque necessário para a locomoção do robô. Por meio da análise de um gráfico específico para cada motor, que relaciona torque e rpm com tensão de operação, corrente de stall, dentre outros aspectos, será possível fazer essa escolha.

É necessário encontrar o peso resultante da estrutura a fim de determinar a carga aplicada em cada roda. A Figura 4 ilustra as forças aplicadas no robô em uma situação estática.

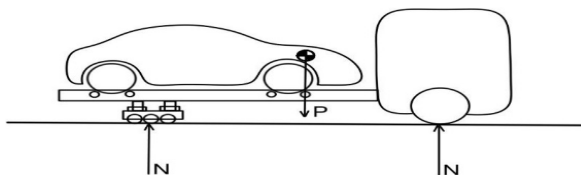


Figura 4. Esquema de forças aplicadas no robô.

Fonte: Autoria própria.

Por equilíbrio estático, tem-se que: $P = mg = \sum N_i$, onde N_i são as forças normais à superfície. Considerando a massa (m) igual a 4500 Kg (veículo + estrutura do robô) e aceleração da gravidade (g) 9,81 m/s², o peso será igual a 44145 N.

O torque exercido nas rodas motrizes tem que ser maior do que o torque gerado pela força de atrito estático. Sendo o coeficiente de atrito estático (μ) 0,8, tem-se que a força de atrito estático é dada por:

$$F_{at} = N \times \mu = 44145 \times 0,8 = 35316 \text{ N} \quad (8)$$

Considerando duas rodas motrizes, o valor da força de atrito total deverá ser dividido entre estas, ou seja, 17658 N, e o diâmetro da roda (d) 0,15 m, tem-se que o torque é:

$$T = F_{at} / 2 \times d/2 = 17658 \times 0,075 = 1324 \text{ N.m} \quad (9)$$

3.3 Escolha do Motor

Conhecendo o torque necessário para se movimentar, pode-se determinar os outros parâmetros, como a rotação e a corrente, variáveis fundamentais para definir a redução e o driver no qual o motor estará ligado (PAIXÃO, 2009). É recomendado utilizar um motor que alcance um torque acima do calculado, com o intuito de garantir que o robô consiga de fato se locomover. Como tais parâmetros dependem do fabricante, não foi escolhido um motor específico, uma vez que inúmeros se adequariam ao projeto, desde que atendessem às especificações requeridas.

4 | SISTEMA ELETRÔNICO E DE CONTROLE

A escolha de um sistema eletrônico adequado para que se cumpram as tarefas estabelecidas ao robô está condicionada ao sistema de controle selecionado. Para tanto, esse tópico tem por objetivo apresentar a lógica de deslocamento e de execução de tarefas do robô, bem como a escolha dos componentes eletrônicos e a programação básica que melhor se adaptam a tal plano.

4.1 Lógica de Deslocamento

Para estacionar e devolver os carros, o robô deve ser capaz de identificar seu objeto, o carro, e seu destino, que é a área demarcada (a vaga ou o local de recolhimento/entrega do veículo). Uma vez identificados, deve se posicionar, acionar o atuador da rampa para projetá-la sob o veículo, travar as rodas e elevá-lo. Uma vez carregado, deve ainda mover-se até uma vaga livre e fazer o processo de descarga, inverso ao de carregamento. Finalmente, o autômato deve ser capaz de retornar ao ponto de início do percurso, para que assim esteja preparado para transportar ou recuperar outro veículo. O robô irá se deslocar na forma de “seguidor de linha”, um padrão de locomoção simples e muito eficaz em ambiente controlado.

Possuindo o mapa do estacionamento programado e diferentes padrões de comportamento das linhas, é possível o robô se guiar de forma confiável e ainda localizar o local exato de uma vaga, podendo assim estacionar o carro com segurança, iniciando uma sequência de ações pré-determinadas e baseadas nas medidas do estacionamento, já consideradas na programação, e nos dados recebidos por uma central, informando o local e disponibilidade das vagas. Na Figura 5 é apresentada a lógica de funcionamento do robô.

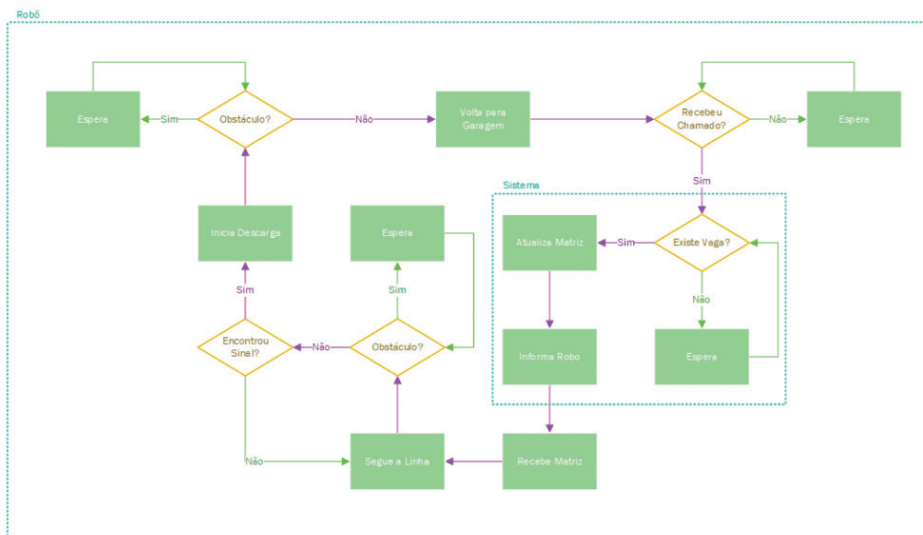


Figura 5. Fluxograma das operações do Robô.

Fonte: Autoria própria.

Ao receber um chamado de coleta e estacionamento de um veículo, o robô requererá do sistema as informações pertinentes à existência e localização da vaga e iniciará o processo de percorrer a linha até o local de coleta. Uma vez já munido com o veículo, retornará para a linha e seguirá até o espaço designado, checando sempre pelo sinal programado (sequência de linhas perpendiculares a linha principal). Uma vez localizado o sinal, descarregará o veículo, voltará para garagem e irá aguardar o próximo chamado.

É interessante ressaltar que o robô tem como recurso de segurança a função de checagem de possíveis obstáculos no caminho (utilizando um sensor ultrassônico), além do comando de aguardar a liberação do caminho, em todos os casos que houver tal necessidade decorrente de algum tipo de obstrução.

Para localização de vagas disponíveis, o estacionamento seria traduzido em uma lista composta de “tuplas”, onde cada tupla refere-se a uma vaga e segue o formato: “DISPONIBILIDADE; LINHA_PRIMARIA; LINHA_SECUNDARIA”. Ou seja, o primeiro valor informa se a vaga está disponível, o segundo informa o corredor que o robô deve entrar, e

o terceiro informa qual ramificação desse corredor há vagância de lugar. Esse sistema pode ser expandido para quantas ramificações forem convenientes.

4.2 Sensores

Ao se locomover, o robô precisa lidar com as situações adversas do ambiente no qual operará e para tanto necessita captar informações do meio, processá-las e então executar ou não uma tarefa. A captação dessas informações fica a cargo dos sensores e para isso existe uma ampla gama, visando atender as mais específicas funções.

Para o presente projeto, alguns tipos de sensores se mostram mais eficazes como os do tipo ultrassônico e infravermelho, utilizados para a orientação do robô, e o sensor tátil, que tem grande utilidade na parte de travamento das rodas, onde o retorno desse sensor indicaria um contato da trava com a roda, acionando a rotina de travamento.

O sensor ultrassônico será usado para detecção de obstáculos, enquanto o sensor infravermelho será aplicado no sistema seguidor de linhas. Sabendo que a distância do sensor ao chão é fixa e que existe uma diferença de absorção de luz entre o preto e o branco, é possível identificar se o robô está sobre a linha, ao receber o retorno equivalente ao da cor preta, ou fora dela, com o retorno equivalente da cor branca, e assim realizar as correções necessárias para manter o robô no caminho certo. Ademais, através de uma sequência de brancos e pretos, é possível indicar posições ao robô, como por exemplo, o local de uma vaga.

4.3 Arduino

Em um produto final, a ser comercializado, o ideal é o desenvolvimento de uma placa proprietária que atenda melhor às necessidades do projeto, todavia, não sendo esse o foco atual, o Arduino será utilizado.

Souza *et al.* (2011) afirmam que a placa Arduino é baseada num microcontrolador muito versátil, que potencializa suas funções para além de uma simples interface passiva de aquisição de dados, podendo operar sozinha no controle de vários dispositivos e tendo assim aplicações em instrumentação embarcada e robótica. Todo o projeto eletrônico, incluindo a plataforma para o desenvolvimento dos programas de controle é de acesso público e gratuito.

Esta plataforma eletrônica se mostra bastante flexível e não requer um domínio profundo de eletrônica. Além disso, software, bibliotecas e hardware são *open-source*, ou seja, podem ser reproduzidos e usados sem a necessidade de pagamento de direitos autorais.

A placa Arduino, neste projeto, tem a função do “cérebro” do robô, sendo responsável por receber os dados dos sensores, processá-los, tomar decisões e enviar informações para executá-las.

O Arduino possui o que comumente se chama de Shields, que são placas que se

acoplam à placa original, agregando outras funcionalidades. Essa flexibilidade de funções foi um fator decisivo na escolha da plataforma para o projeto, junto com a acessibilidade a esses componentes e o preço.

4.4 Programação

Tendo em mente que o robô precisa se manter dentro dos limites de uma trajetória pré-definida (isto é, ele deve respeitar o percurso em linha), o código principal deverá analisar as informações obtidas pelos sensores infravermelho e ultrassônico e a partir deles acionar os motores e, caso necessário, fazer correções de velocidade para se manter seguindo a linha.

A lógica de programação pode ser simplificada da seguinte maneira: os dois sensores IR, localizados na parte inferior da carroceria do robô, determinam a posição relativa dos lados esquerdo e direito do robô, em relação à linha no chão que serve como trajetória. Os sensores então transmitem essas informações para serem utilizadas pelo programa, que poderá tomar 3 decisões. Se ambos os sensores conseguirem detectar a linha, o programa fará os motores de cada roda se manterem numa velocidade constante, pois neste caso não é necessário fazer correções no percurso. Se somente o detector esquerdo for capaz de detectar a linha, o programa fará o robô realizar uma curva para a esquerda, aumentando a velocidade do motor da roda direita e reduzindo a velocidade do motor da roda esquerda. Por fim, se somente o sensor direito detectar a linha, o mesmo raciocínio será aplicado, sendo que neste caso aumentar-se-ia a velocidade do motor esquerdo e diminuir-se-ia a velocidade do motor direito.

Além dos dois sensores centrais, um par extra de sensores na extremidade servirá para detectar cruzamento e o sinal de alerta para uma vaga. Esses sensores laterais, quando o robô segue uma linha reta e sem avisos, se localizam fora da linha, dando apenas um retorno de branco, mas podem ser usados para detectar linhas transversais à linha principal e, assim, alertar o robô de um possível cruzamento ou do local exato de uma vaga.

O programa também está preparado para fazer com que o robô retorne para o estado em inércia. Através de sensores ultrassônicos nas partes dianteira e traseira da carroceria, o programa é capaz de detectar uma parede, indicando o final do percurso e assim podendo descarregar o veículo.

5 | CONCLUSÃO

Considerando a intenção de criar soluções para o problema de trânsito em centros urbanos, bem como a capacidade de operar em espaços reduzidos e de forma eficiente, pode-se dizer que o objetivo do projeto foi alcançado.

O robô proposto consegue transportar um veículo do ponto de partida até o de chegada, sem problemas e sem a necessidade de um operador humano fiscalizando o

serviço. Porém, o projeto pode evoluir utilizando-se de uma central que coordene diversos robôs do modelo proposto, possibilitando a realização de manobras mais complexas de forma eficiente.

Portanto, como consideração final, o projeto foi bem sucedido, mas ainda possui muito potencial para ser explorado em uma segunda etapa de desenvolvimento.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Universidade Federal do Rio de Janeiro, por meio de seu Programa Institucional de Bolsas de Iniciação Científica (PIBIC-UFRJ).

REFERÊNCIAS

BARBOSA, L. L. **Trânsito como espaço social: personalidades e comportamentos**. Psicologia.pt, O portal dos psicólogos, 2017. Disponível em: <https://www.psicologia.pt/artigos/textos/A1185.pdf>. Acesso em: abr. 2021.

CASTRO, R. C., PEDROSA, S. M., ONETY, R. **Otimização de Vagas de Estacionamento: Um estudo de caso em uma instituição pública de ensino superior**. In: XXXVI Encontro Nacional de Engenharia de Produção, João Pessoa - PB, Brasil, outubro de 2016.

LOPES, L. G. **Controle a Estrutura Variável Aplicado a um Atuador Hidráulico**. Dissertação (Mestrado), Programa de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 1997.

PAIXÃO, J. P. **Controle de velocidade de motores elétricos**. Monografia (Especialização), Departamento Acadêmico de Eletrônica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba - PR, 2009.

PARK, K., CHANG, M., JEON, D. **Precise Flowrate Control of Fluid Gear Pumps in Automated Painting Systems Using a Repetitive Controller**. Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Coréia do Sul, 2019.

PEIXOTO, E. **Dimensionamento de um sistema hidráulico para uma mesa elevadora**. Projeto Final (Engenharia Mecânica), Faculdade Horizontina, Horizontina - RS, 2014.

SOUZA, A. R., UZÊDA, A. C., DIAS, D. D., DUARTE, S., AMORIM, H. S. **A placa Arduino: uma opção de baixo custo para experiências de física assistidas pelo PC**. Revista Brasileira de Ensino de Física, v. 33, n. 1, 2011.

PROTOTIPAGEM RÁPIDA 3D APLICADA AO ÂMBITO UNIVERSITÁRIO

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 15/05/2021

Vitória de Oliveira Mattos

Graduanda em Engenharia Mecânica pela
Universidade Estadual Paulista (UNESP)
Guaratinguetá – SP
<http://lattes.cnpq.br/6493204859114101>

Lucas Ruzzon de Jesus Ortega

Graduando em Engenharia Mecânica pela
Universidade Estadual Paulista (UNESP)
Guaratinguetá – SP
<http://lattes.cnpq.br/8327905527549288>

Rafael Issao Fukai

Graduando em Engenharia Mecânica pela
Universidade Estadual Paulista (UNESP)
Guaratinguetá – SP
<http://lattes.cnpq.br/5005803269477916>

Milena de Sousa Ferreira

Graduanda em Engenharia Civil pela
Universidade Estadual Paulista (UNESP)
Guaratinguetá – SP
<http://lattes.cnpq.br/2357069366480818>

João Pedro Monterani Laguna

Graduando em Engenharia Mecânica pela
Universidade Estadual Paulista (UNESP)
Guaratinguetá – SP
<http://lattes.cnpq.br/9056782490918516>

Marcelo Sampaio Martins

Doutorado pela Universidade Estadual Paulista
(UNESP)
Guaratinguetá - SP
<http://lattes.cnpq.br/2065406016830791>

RESUMO: O presente estudo tem como proposta apresentar realizações que buscaram aplicar a prototipagem 3D dentro e fora da comunidade acadêmica, por meio de atividades que contaram com impressoras 3D FDM (*Fused Deposition Modeling*). O projeto que será explicado a seguir foi realizado por membros do grupo PET (Programa de Educação Tutorial) de Engenharia Mecânica de Guaratinguetá (FEG/UNESP) e teve início no ano de 2019. Desta forma, em 2019 foi estruturado e montado o laboratório de prototipagem 3D do grupo PET, desde então o estudo teórico e prático do assunto foi realizado. No ano de início, as atividades se voltaram para o estudo teórico e a impressão de peças para alguns discentes. Em 2020, as atividades buscaram atuar de maneira mais incisiva dentro da instituição e também expandiu para fora dela, sendo assim projetos que envolvem a produção de maquetes 3D inclusivas, minicurso de prototipagem 3D e a montagem de um scanner 3D foram algumas das atividades que se iniciaram em 2020. Além disso, em meio ao contexto de pandemia o laboratório imprimiu máscaras de proteção, que foram doadas para dois municípios, a fim de atuar como auxílio ao combate ao covid-19. Diante disso, o artigo apresentará mais detalhadamente essas realizações que buscam cooperar com o ensino superior público e comunidade local.

PALAVRAS - CHAVE: EPI's, Impressão 3D, PET.

FAST 3D PROTOTYPING APPLIED TO UNIVERSITY ENVIRONMENT

ABSTRACT: The present study aims to present achievements that sought to apply 3D prototyping inside and outside the academic community, through activities that count with 3D FDM (Fused Deposition Modeling) printers. The project, that will be explained below, was performed by members of the PET (Tutorial Education Program) group of Mechanical Engineering of Guaratinguetá (FEG / UNESP), project that began in 2019. Thus, in 2019 the 3D prototyping laboratory of PET's group was structured and set up, since then, the theoretical and practical study of the subject has been carried out. In the beginning of the year, the activities focused on the theoretical studies and printing of pieces for some students. In 2020, the activities sought to act in a more incisive way into the university and was also expanded outside of it. Projects involving the production of inclusive 3D models, 3D prototyping mini-courses and the assembly of a 3D scanner were some of the activities that were carried out in 2020. In addition, in the context of a pandemic, the laboratory printed protective masks, which were donated to two towns, in order to aid in covid-19's combat. Therefore, the article will present these achievements, that seek to cooperate with public higher education and the local community, with more details.

KEYWORDS: PPE, 3D Printing, PET.

1 | INTRODUÇÃO

Em meio a Indústria 4.0, diversas inovações tecnológicas surgiram e entre elas destaca-se a prototipagem 3D. A manufatura aditiva aliada ao conceito de prototipação 3D rápida se tornou um dos grandes pontos de relevância e novidade dentro da engenharia.

Atualmente, o cenário futuro apresenta ainda mais espaço para a prototipagem 3D em diversos âmbitos, como arquitetura, engenharia e educação.

Diante deste contexto, tornou-se fundamental a abordagem do assunto dentro dos cursos de engenharia de instituições de ensino superior. Contudo, em muitos cursos ainda não foi formalizado uma disciplina que trate a prototipagem 3D. Sendo assim, iniciativas tanto dos docentes quanto dos discentes são indispensáveis, em busca de democratizar o assunto dentro e fora do ambiente universitário, o que pode ser realizado por meio de capacitações, atividades acadêmicas ou de assistência a comunidade, entre outros.

A seguir, o presente artigo, apresentará realizações que possuem como fim contribuir social e educacionalmente.

2 | METODOLOGIA

O ano de 2019 foi dedicado a estruturação e criação do laboratório de prototipagem 3D, de responsabilidade do grupo PET de Engenharia Mecânica de Guaratinguetá/SP. Dentre as atividades desenvolvidas no ano, está a impressão de peças comuns da engenharia para uso dos discentes matriculados em uma disciplina optativa focada em projetos, dentre os dispositivos impressos em 3D estão rolamentos, engrenagens, polias,

entre outros. Além disso, foram impressas peças para estudantes que realizavam pesquisas científicas e para equipes de competição da FEG.

Como primeiro passo, a equipe do grupo PET que atuou no laboratório de prototipagem se dedicou às pesquisas e estudo da teoria que envolve o tema, após isso deu-se início ao estudo prático, composto por: modelagem 3D em softwares, como *Autocad* e *Inventor*; uso do software de fatiação da impressora 3D, como o *Simplify 3D*; Impressões de peças testes.

Desta maneira, após todo o processo de aprendizado acerca da prototipagem 3D, foi possível iniciar algumas das atividades citadas anteriormente, como as peças para a equipe de competição de Robótica da FEG e peças para os projetos dos discentes que cursaram a disciplina optativa focada em projetos.

No ano de 2020, o grupo PET buscou expandir as realizações do laboratório atingindo, também, a comunidade local. A partir disso, e devido a pandemia que se instalou no início do ano de 2020, o laboratório foi responsável pela impressão de mais de 100 máscaras de proteção (*Face Shields*), que foram doadas às prefeituras de Guaratinguetá e Potim, a fim de atuar no combate do covid-19, em um momento em que o país passava por uma escassez de EPI.

Ainda em 2020, buscando atuar em mais áreas dentro e fora da comunidade acadêmica, novas atividades foram iniciadas. As atividades foram iniciadas com os membros da equipe atuando à distância e sem acessar o laboratório de prototipagem, por conta da pandemia e implementação do ensino à distância. Para tanto, foram utilizadas ferramentas de comunicação, como *Google Meet* e a rede social *WhatsApp*, como auxílio para realização das atividades.

Em 2020, a equipe do grupo PET que atuou na prototipagem 3D em 2019 teve sua composição alterada com a inserção de novos membros, que passaram por um momento de estudo da parte teórica e prática sobre o assunto. A partir daí, novas atividades iniciaram com intuito de serem finalizadas na volta às aulas presenciais, entre elas: Minicurso de prototipagem 3D; Montagem de um scanner 3D; Maquetes 3D de áreas do campus e que sejam inclusivas aos deficientes visuais.

A seguir, será explicada mais detalhadamente cada atividade citada anteriormente, todas elas têm como pretensão serem finalizadas presencialmente, porém toda a parte teórica, planejamento e modelagem serão realizados a distância (enquanto durar o ensino a distância).

O Scanner 3D que será montado ficará disponível para uso por todos do campus. Para essa atividade, primeiramente, foi realizada a pesquisa entre dois modelos de scanner 3D, a decisão pelo modelo “Ciclop” foi baseada em custo-benefício e conhecimentos que a equipe agregaria com o processo de montagem. Além disso, foram realizadas pesquisas sobre seu funcionamento mecânico e elétrico, além de softwares para utilizá-lo, essas informações foram documentadas para posterior uso na montagem do scanner. O dispositivo

agregará muito em atividades e estudos que envolvem a prototipagem 3D e outros setores do curso de engenharia, como por exemplo, pesquisas que envolvem engenharia reversa.

Em relação as maquetes, elas possuem como objetivo auxiliar na localização dos estudantes ingressantes e pessoas com deficiência visual. Sendo assim, iniciou-se a modelagem do campus e alguns blocos, que terão junto a si dispositivos em braile. Em um primeiro momento, a equipe realizou a modelagem das maquetes, por meio do software *Inventor*, após acesso as plantas do campus. Em um segundo momento, iniciou-se o estudo da Língua Braile para confecção do dispositivo inclusivo. A impressão das maquetes e sua implementação no campus depende da data de retorno das aulas presenciais.

O minicurso de prototipagem 3D tem como proposta ser aplicado remotamente para universitários da FEG e presencialmente para estudantes do ensino médio público de Guaratinguetá, a fim de apresentar o campus e o curso de engenharia e estimular a ingresso de mais jovens da rede pública nas universidades. O curso será composto por 5 módulos, sendo eles: História da Impressão 3D; Impressão 3D; Modelagem 3D; Software de Fatiagem; Manutenção das Impressoras 3D.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

O ano de 2019 apresenta-se como um momento de teste e primeiro contato com a prototipagem 3D. Desta maneira, a equipe utilizou seu tempo para se capacitar frente a teoria e prática que cerca o assunto. Ademais, as realizações que se destacaram nesse ano foram as impressões voltadas para a equipe de competição de robótica e para discentes matriculados na matéria optativa focada em projetos. Portanto, após uma análise do contexto geral é possível afirmar que em 2019 os feitos do projeto foram bastante satisfatórios.

Em 2020 e 2021, a meta é que mais atividades práticas sejam realizadas, dentro e fora do campus universitário, visto que alguns membros da equipe que atuam no projeto já adquiriram certo conhecimento envolvendo a prototipagem 3D em 2019.

As atividades em desenvolvimento atuam nos âmbitos social e educacional, pretende-se, assim, futuramente observar melhorias nesses aspectos no campus da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá e no município o qual se insere.

Um fator que dificulta a finalização das atividades a curto prazo se trata da pandemia, assim, a impressão 3D das peças de cada projeto será realizada, em sua grande parte, na volta às aulas presenciais. Portanto, o período de ensino EAD será focado na modelagem 3D e pesquisa dos temas abordados em cada projeto.

Uma das atividades de maior destaque em 2020, trata-se da impressão das estruturas dos EPI's, que foram doados às prefeituras de Guaratinguetá e Potim como auxílio ao combate ao covid-19. A iniciativa foi um importante primeiro passo para o laboratório de prototipagem contribuir com a comunidade.

As Figuras 1 e 2 referem-se à produção das *Face Shields* e a figura 3 às peças produzidas para a equipe de robótica.

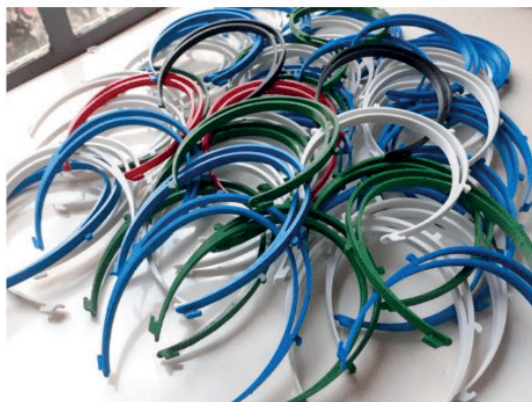


Figura 1: Estrutura do EPI.



Figura 2: EPI finalizado e em uso.

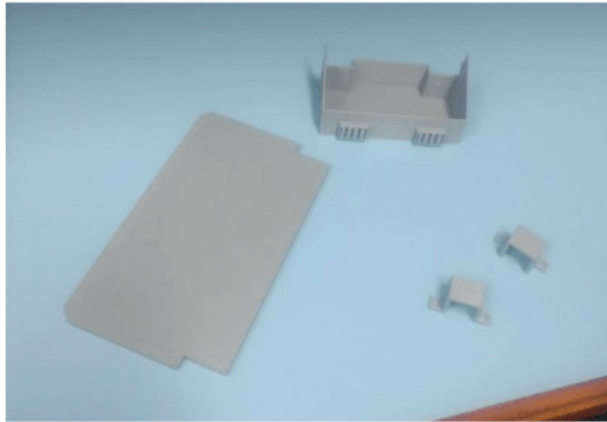


Figura 3: Peças impressas para a equipe de Robótica da FEG

4 | CONCLUSÃO

Seguindo os objetivos do Programa de Educação Tutorial, o projeto envolvendo a prototipagem 3D se propôs a realizar atividades que atuassem nos âmbitos de ensino, pesquisa e extensão, a fim de buscar trazer melhorias para dentro e fora da comunidade acadêmica, devolvendo para a comunidade uma pequena parcela de tudo que a formação acadêmica proporciona aos estudantes.

Diante das realizações apresentadas no presente artigo, conclui-se que o projeto cumpriu seu propósito com qualidade. As atividades conseguiram atingir parte dos discentes, como evidenciado nas impressões para a equipe de robótica, e parte da comunidade local, como nas impressões dos EPI's.

Ademais, espera-se um bom retorno após finalizadas algumas das atividades iniciadas, como as maquetes inclusivas e o minicurso que será aplicado.

A produção e doação das máscaras de proteção se destacaram pela grande divulgação que receberam, por meio de publicações em sites e redes sociais da instituição. Apesar de diversas evidências de que a ciência e pesquisa são essenciais para o contínuo desenvolvimento da sociedade, verbas públicas são constantemente cortadas das instituições de ensino superior público. Portanto, é de extrema importância a constante divulgação e reafirmação dos benefícios que a ciência é capaz de trazer.

REFERÊNCIAS

CUNHA, Carolina. **Tecnologia - o que é a 4ª revolução**. UOL, 2017. Disponível em: <https://vestibular.uol.com.br/resumo-das-disciplinas/atualidades/tecnologia-o-que-e-a-4-revolucao-industrial.htm>. Acesso em 13 de maio de 2021.

VILADARGA, Stella. **Sobre o PET-História/USP**. USP, 29 de mar de 2019. Disponível em: <https://pethistoriausp.wordpress.com/>. Acesso em 12 de jul de 2020.

UMA SOLUÇÃO ANALÍTICA PARA EFEITOS MECÂNICOS EM TUMORES SÓLIDOS AVASCULARIZADOS

Data de aceite: 01/07/2021

Francisco Jose Vargas da Silva

Programa de engenharia mecanica
COPPE/UFRJ
Rio de Janeiro, Brasil

Fernando Pereira Duda

Programa de engenharia mecanica
COPPE/UFRJ
Rio de Janeiro, Brasil

RESUMO: Neste artigo apresenta-se uma solução matemática para cálculo de efeitos mecânicos: tensão e deformação. Em tumores sólidos avascularizados, instalados e crescendo em um tecido biológico. Metodologia: tendo como base uma revisão da literatura da área; considerando as características físicas, biológicas do meio. O tumor pode ser visto como um meio poroso deformável, tendo dois principais componentes: uma matriz elástica, que lhe dá forma uma parte fluida, as células tumorais, que proliferam e migram pela estrutura produzindo os efeitos mecânicos. A formulação matemática teve como base uma equação de balanço de massa para descrever a proliferação, o crescimento e migração da massa tumoral, uma de reação e difusão para captação e distribuição de nutrientes no interior do tumor. A essas equações acrescentou-se uma equação de movimento, onde desprezou-se forças de corpo e efeitos inerciais. Desenvolveu-se um tensor tendo como base conceitual: a parte mecânica

da 2 lei da termodinâmica, a teoria do potencial químico, considerando o regime de pequenas deformações. No item, 3.1.1, apresentam-se, soluções analíticas, item 4, alguns gráficos, item 5 a conclusão.

PALAVRAS - CHAVE: tumor, matriz, stress, tensão, deformação.

ABSTRACT: This article presents a mathematical solution for calculating mechanical effects: stress and strain. In solid avascularized tumors, installed and growing in biological tissue. Methodology: based on a review of the literature in the area; considering the physical, biological characteristics of the environment. The tumor can be seen as a deformable porous medium, having two main components: an elastic matrix, which forms a fluid part, the tumor cells, which proliferate and migrate through the structure producing the mechanical effects. The mathematical formulation was based on a mass balance equation to describe the proliferation, growth and migration of the tumor mass, one of reaction and diffusion for the capture and distribution of nutrients inside the tumor. To these equations was added an equation of motion, where body forces and inertial effects were neglected. A tensor was developed with the conceptual basis: the mechanical part of the 2 law of thermodynamics, the theory of chemical potential, considering the regime of small deformations. In item 3.1.1, analytical solutions are presented, item 4, some graphs, item 5 the conclusion.

KEYWORDS: tumors, matriz ,tension, strains, stress.

1 | INTRODUÇÃO

O câncer é uma das doenças que mais matam no mundo ocidental. Sua complexidade e variedade de causas e sintomas tornam o seu tratamento e detecção difíceis, e em geral, quando diagnosticado já se encontra em estágios avançados com grande índice de mortalidade.

Um tumor sólido, durante sua evolução passa por vários estágios desde sua instalação em um determinado local conforme se encontra em Ambrosi et al (2002), Cristini et al (2003), Lowengrub et al (2007). Ele é classificado como maligno ou benigno.

Se for benigno, crescerá de forma simétrica e localizada e não possui poder de invasão ou migração para outras regiões. Sendo maligno, assume contornos irregulares devido a invasão local e pode migrar para outros locais.

Suas dimensões, fornecem, muitas informações sobre o estágio de seus processos fisiológicos; quando instalado em um tecido biológico. Em geral, até o diâmetro de 2 mm possui forma simétrica e não se pode afirmar se é maligno ou benigno; a partir desse diâmetro e até aproximadamente 4 mm dá início às fases e aos processos mais letais da doença. Principalmente, metástases e invasão local.

Os tempos de execução dos processos variam no interior do tumor. Alguns eventos iniciam de forma simultânea, mais sua realização pode demorar horas, minutos e segundos; como por exemplo: a divisão descontrolada das células tumorais ou levarem dias, meses e anos, como o crescimento da massa tumoral e metástases.

Nutrientes e oxigênio, atravessam o contorno do tumor e migram para o interior por difusão. À medida que o tumor vai crescendo, as células vão se superpondo dificultando o alcance dessas substâncias químicas ao seu interior. Ao longo do tempo, as localizadas no interior vão morrendo por falta de nutrientes e oxigênio.

Três grandes regiões surgem: uma formada por células mortas e em vários estágios de deterioração, uma em torno a ela, onde as células estão vivas, mais em estado inerte; e uma mais na periferia onde encontram-se células vivas e em proliferação.

Nas últimas décadas, a pesquisa científica vem destacando a importância dos efeitos mecânicos no entendimento, tratamento e detecção do câncer, isto pode ser visto em Araujo et al (2004), Ambrosi et al (2002), Lowengrub et al (2007).

Em termos matemáticos, geralmente, tem-se para modelagem do crescimento e migração das células tumorais equações de balanço de massa e para distribuição e captação de substância químicas equação de reação e difusão.

A essas equações, neste artigo, desenvolveu-se um tensor. Tendo como base as equações anteriores, acrescentando-se a teoria do potencial químico, a parte mecânica da 2 lei da termodinâmica para o cálculo da tensão e deformação da matriz extracelular no interior e imediação do tumor durante seu crescimento.

Em termos materiais, o tumor pode ser visto como um meio poroso, deformável.

Possuindo, dois grandes componentes. uma estrutura rígida elástica; que lhe dá forma a matriz extracelular a ECM. Uma fluida, que prolifera e migra através da ECM causando os efeitos mecânicos as células do tumor.

Uma solução analítica é apresentada para a descrição do campo de tensões e deformação no interior do tumor; tomando-se como base, uma expressão para pressão apresentada em Lowengrub et al (2007).

Um estudo dos efeitos mecânicos em forma de gráfico é apresentado, considerando-se, um valor hipotético para módulo de rigidez da matriz extracelular (ECM).

2 | METODOLOGIA

Inicialmente, fez-se uma revisão bibliográfica na literatura sobre o que é o câncer. Considerando-se a medicina, biologia e artigos científicos que buscassem trazer uma visão de engenharia, ou equações matemáticas e conceitos de física para tentar traduzir uma patologia tão complexa.

A partir dessa análise, escolheu-se estudar, tumores sólidos avascularizados instalados e crescendo em um tecido biológico e como eram apresentadas equações para descrever o crescimento e a captação e distribuição de nutrientes no interior do tumor.

O passo seguinte, considerando as características físicas e biológicas. A matriz extracelular pode ser vista como um material visco-elástico. O tumor como um meio poroso deformável por onde as células proliferam e migram como um fluido.

A partir daí, uma equação de movimento poderia ser aplicada. As diferenças de tempo entre: a proliferação e a migração das células (minutos, hora) e o crescimento da massa tumoral (dias, meses, anos) apontou o surgimento de efeitos mecânicos: tensão e deformação.

Desenvolveu-se um tensor tendo como fonte: a teoria do potencial químico, a parte mecânica da 2 lei da termodinâmica, mecânica do contínuo.

Uma solução analítica, para tensão, deformação no interior do tumor; na geometria esférica em uma dimensão foi buscada.

Tomou-se, uma expressão analítica para pressão apresentada em Lowengrub et al (2007), com objetivo de se visualizar uma expressão matemática para tais efeitos.

2.1 Equações de Governo

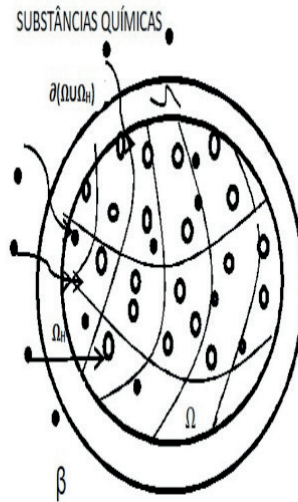


Figura 1: Esquema da interação entre as células e a ECM. A região Ω representa o tumor sólido. Os círculos as células tumorais. As linhas curvas a ECM. Pontos pretos as substâncias químicas. Ω_h a região em torno do tumor que sofre ação direta do crescimento.

Em qualquer ponto da região Ω A equação que descreve: o crescimento, migração e proliferação descontrolada das células tumorais.

$$\frac{\partial n(x,t)}{\partial t} = -\nabla \cdot J_n + P_n \quad (1)$$

A variável $n(x,t)$ representa o número de células tumorais por volume de referencia. J_n o termo de fluxo. P_n é o termo produtivo e está relacionado as características genéticas das células, e a velocidade de captação de nutrientes.

Para captação, distribuição de nutrientes, no interior do tumor:

$$\frac{\partial c(x,t)}{\partial t} = \nabla \cdot J_c - R_c \quad (2)$$

$c(x,t)$ é a concentração de nutrientes em um determinado instante e posição. J_c é o termo de fluxo por difusão de nutrientes para o interior do tumor. R_c é o termo reativo e está relacionado a captação de nutrientes pelas células tumorais e varia ao longo do tempo e posição.

A esse cenário, supondo um regime de pequenas deformações, foi acrescentado a deformação da ECM.

Para descrição do deslocamento da ECM, em cada ponto da região Ω , desprezando-se forças de corpo e efeitos inerciais:

$$\text{Div } \mathbf{T} = \mathbf{0} \quad (3)$$

Sendo $T(x,t)$ o tensor tensões. Dado por:

$$T = 2G_r E - pI \quad (4)$$

G_r é o módulo de elasticidade, $E(x,t)$ é tensor pequenas deformações; p é a pressão um dado do problema, I é o tensor identidade.

$$E = \frac{1}{2}(\nabla u + \nabla u^T) \quad (5)$$

$u(x,t)$ representa o vetor deslocamento da matriz.

2.1.1 Soluções analíticas na geometria esférica

Os resultados a seguir, representam expressões para os efeitos mecânicos, na direção ur . A pressão é um dado do problema, tomou-se uma solução analítica, equação 6, proposta em Lowengrub et al (2007).

$$p(r) = -\frac{1}{R} \ln R + \ln R \ln R - G \ln R + \frac{1}{4} AGR^2 \ln R + G - \frac{1}{4} AGR^2 + \frac{1}{R} \ln r - \ln R \ln r + G \ln r - \frac{1}{4} AGR^2 \ln r - G \frac{I_0(r)}{I_0(R)} + \frac{1}{4} \quad (6)$$

Deslocamnto $u(r,t)$ em Ω :

$$u(r) = \frac{1}{2G_r R} \left[\left(-\frac{1}{R} \ln R + \ln R \ln R - G \ln R + G \right) \frac{r^3}{3} + \left(\frac{1}{R} - \ln R + G \right) \left[\frac{r^3 \ln r}{3} - \frac{1}{3} r^3 \right] - \frac{G}{I_0(r)} \frac{1}{3} r_1^3 F_2 \left(\frac{3}{2}; 1, \frac{5}{2}; \frac{r^2}{4} \right) \right] + c_1 \frac{r}{3}$$

tensão no interior do tumor:

$$\sigma_r(r) = \left\{ \frac{1}{R} \left[\left(-\frac{1}{R} \ln R + \ln R \ln R - G \ln R + G \right) r^2 + \left(\frac{1}{R} - \ln R + G \right) \left[r^2 \ln r + \frac{r^2}{3} - r^2 \right] - \frac{G}{I_0(r)} r_1^2 F_2 \left(\frac{3}{2}; 1, \frac{5}{2}; \frac{r^2}{4} \right) - 1,5 - \left(-\frac{1}{R} \ln R + \ln R \ln R - G \ln R + \frac{1}{4} AGR^2 \ln R + G - \frac{1}{4} AG \frac{1}{R} \ln r - \ln R \ln r + G \ln r - \frac{1}{4} AGR^2 \ln r - G \frac{I_0(r)}{I_0(R)} + \frac{1}{4} \right) \right] \right\} \quad (8)$$

Deformação

$$\epsilon(r) = \left\{ \frac{1}{2GR} \left[\left(-\frac{1}{R} \ln R + \ln R \ln R - G \ln R + G \right) r^2 + \left(\frac{1}{R} - \ln R + G \right) \left[r^2 \ln r + \frac{r^2}{3} - r^2 \right] - \frac{G}{I_0(r)} \left(r_1^2 F_2 \left(\frac{3}{2}; 1, \frac{5}{2}; \frac{r^2}{4} \right) + \frac{3}{5} r_1^3 F_2 \left(\frac{3}{2}; 1, \frac{5}{2}; \frac{r^2}{4} \right) \right) \right] \right\} - 1,5 - \left\{ -\frac{1}{R} \ln R + \ln R \ln R - G \ln R + \frac{1}{4} AGR^2 \ln R + G - \frac{1}{4} AGR^2 + \frac{1}{R} \ln r - \ln R \ln r + G \ln r - \frac{1}{4} AGR^2 \ln r - G \frac{I_0(r)}{I_0(R)} + \frac{1}{4} \right\} \quad (9)$$

A constante “A” ´mede a taxa de mitose em relação a apoptosi; G representa a agressividade do tumor. I_0 é a função de Bessel de ordem zero. F é a função hipergeométrica.

3 | GRÁFICOS

Os gráficos a seguir, apresentam os resultados para deformação e tensão no interior de um tumor sólido. Supondo um valor, hipotético, de rigidez para a matriz extracelular de 450. Os valores de $A=0$, $G=20$ são dados fornecidos no artigo, em Lowengrub et al 2007.

Foi utilizado o aplicativo Matlab 2013b como apoio na elaboração de cada um dos

gráficos.

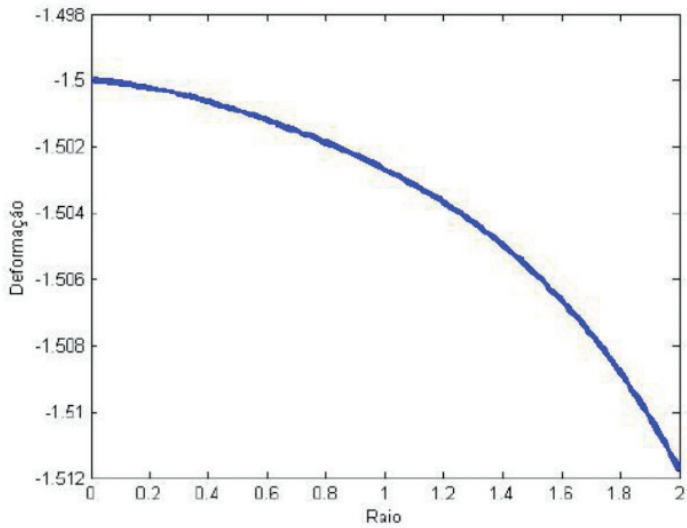


Figura 2. Deformação no interior do tumor.

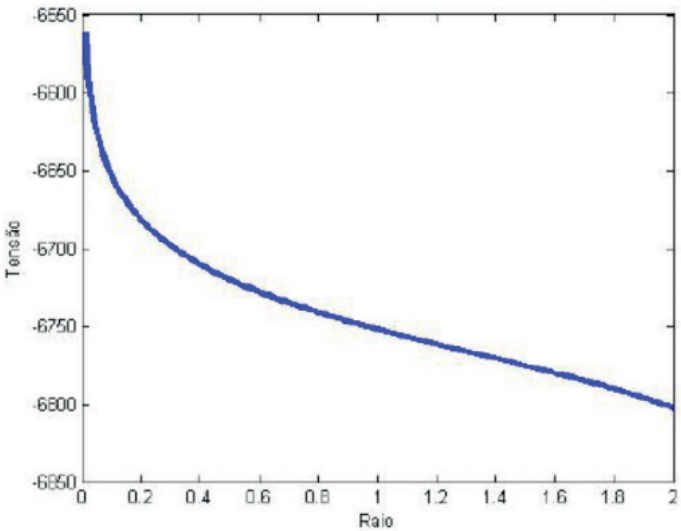


Figura 3. Tensão no interior do tumor.

4 | CONCLUSÃO

Neste artigo, mostrou-se, que assumindo-se certas condições , como por exemplo: geometria esférica e condições de simetria; é possível desenvolver-se, uma solução analítica, em uma dimensão, na direção ur , para efeitos mecânicos no interior de um tumor sólido avascularizado crescendo em uma determinada microrregião do tecido..

A expressão desenvolvida; trás consigo, a importância além dos aspectos genéticos,

relacionados as características das células tumorais e como inovação os efeitos das propriedades físicas, visco-elástica da matriz-extracelular nos processos fisiológicos de evolução e instalação do tumor em uma região do corpo.

As diferenças de tempos dos processos biológicos: minuto, hora para proliferação e migração das células tumorais, tendo em contrapartida, dia, meses e anos para o crescimento da massa tumoral. Além, das características visco-elástica da matriz extracelular.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, “in memoriam”, por tudo o que sou.

A minha esposa Vania, pelo amor, apoio e estímulo nesse e em tudo que almejei;

As minhas filhas: Thais e Louise. Que são a inspiração para tudo o que me tornei.

Ao amigo e orientador Dr Fernando Duda pelas horas de debates, por tudo que me ensinou e companheiro de outros projetos.

RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.

REFERÊNCIAS

Ambrosi D., Mollica F., 40 (2002) 1297-1396, *On the mechanics of a growing tumor*, *International Journal of Engineering Science*.

Angelis, E De and Preziosi, L, 2000, Advection-diffusion models for solid tumour evolution in vivo and related free boundary problem, *Journal Mathematical Models and Methods* in.

Araujo, R. P. and McElwain, D. L S., 2004, *A history of the study of solid tumour growth: The contribution of mathematical modeling*. *Bulletin of Mathematical Biology*.

Cristini V., Lowengrub J., Nie, Q, 46 (2003) 191-224, *Nonlinear simulation of tumor growth*, *J. Math. Biol.*

Duda, F.P., Souza, A. S., Fried, E., 58 (2010) 515-529, *A theory for species migration in a finitely strained solid with application to polymer network swelling*, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*.

Lowengrub J., Macklin P., 245 (2007) 677–704, *Nonlinear simulation of the effect of microenvironment on tumor growth*, *Journal of Theoretical Biology*.i

SOBRE OS ORGANIZADORES

HENRIQUE AJUZ HOLZMANN - Professor da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação em Tecnologia em Fabricação Mecânica e Engenharia Mecânica pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Mestre em Engenharia de Produção pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Doutorando em Engenharia e Ciência dos Materiais pela Universidade Estadual de Ponta Grossa. Trabalha com os temas: Revestimentos resistentes à corrosão, Soldagem e Caracterização de revestimentos soldados.

JOÃO DALLAMUTA - Professor da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação em Engenharia de Telecomunicações pela UFPR. MBA em Gestão pela FAE Business School, Mestre em Engenharia Elétrica pela UEL. Doutorando em Engenharia Espacial pelo INPE.

ÍNDICE REMISSIVO

A

Aços 10, 38, 39, 40, 46

Algoritmo Genético 11, 109, 111, 112, 174

Arduino 11, 79, 80, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 172, 175, 190, 192

C

Campo de temperatura 92, 93

CitationID 112, 116

Citationitems 168

Confiabilidade 10, 20, 21, 22, 27, 28, 29, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 79

Controle Adaptativo 165

Convecção Forçada 92, 93

E

Elementos Finitos 10, 1, 2, 6, 21, 38, 39, 45, 46, 47, 48, 50, 55, 128, 129, 131, 137

Energia renovável 67

Energia Solar 67, 79, 90, 91

EPI's 193, 196, 198

Escoamento bifásico 12, 138, 139, 140, 148

Escoamento Turbulento 92, 93

Estacionamento Autônomo 181

F

Fadiga 10, 21, 38, 39, 40, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 125

Fluido-Estrutura 57, 124

Fração de vazio 12, 138, 139, 140, 142, 145, 146, 147, 148, 149

Frequência 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 21, 26, 48, 49, 52, 116, 125, 133, 135, 140, 142, 143, 145, 146

Função de transferência 9, 12, 14, 15

G

Graus de liberdade 9, 11, 23

I

Impressão 3D 193, 196

Instrumentação 80, 91, 144, 190

L

Lógica Fuzzy 165

M

Manipulador Flexível 1, 2

Manipulador Paralelo 10, 1, 2, 3, 6

Matriz 128, 129, 130, 131, 135, 166, 170, 187, 199, 200, 201, 203, 205

Modelo Multicorpos 1, 2, 6

N

Nusselt 92, 93, 99, 100, 101, 102, 103, 106

O

Otimização 9, 10, 11, 20, 21, 22, 25, 26, 28, 29, 30, 31, 32, 35, 36, 48, 49, 55, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 118, 119, 120, 121, 170, 175, 177, 192

P

PET 193, 194, 195, 198

Piranômetro 80, 81

Projeto mecatrônico 181

Protótipos 39, 165, 167, 172, 177

R

Radiação térmica 80, 82

Radiômetro 11, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 88, 89, 90, 91

Redes Neurais Artificiais 164, 165, 166, 168

S

Seleção 109, 111, 112, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 170, 171, 176, 185

Sensor capacitivo 12, 138, 140, 145

Simulação 9, 2, 3, 6, 17, 20, 25, 28, 35, 38, 40, 43, 44, 45, 46, 135, 167, 169

Sistemas Computacionais Inteligentes 12, 164, 168

Sistemas Dinâmicos 12, 124, 164, 167

Sistemas Térmicos 109, 111

Stress 199

Suspensão 10, 9, 10, 11, 13, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 36, 184

T

Tensão 2, 3, 42, 43, 44, 45, 142, 144, 145, 146, 147, 148, 187, 199, 200, 201, 203, 204

Tumor 199, 200, 201, 202, 203, 204, 205

V

Vibração 1, 2, 5, 9, 10, 13, 16, 17, 20, 21, 26, 50, 133

Violão 10, 48, 49, 50, 51, 54

COLEÇÃO DESAFIOS DAS ENGENHARIAS:

ENGENHARIA MECÂNICA



www.atenaeditora.com.br



contato@atenaeditora.com.br



[@atenaeditora](https://www.instagram.com/atenaeditora)



facebook.com/atenaeditora.com.br

Atena
Editora

Ano 2021

COLEÇÃO **DESAFIOS** DAS **ENGENHARIAS:**

ENGENHARIA MECÂNICA



www.atenaeditora.com.br



contato@atenaeditora.com.br



[@atenaeditora](https://www.instagram.com/atenaeditora)



facebook.com/atenaeditora.com.br